



Mestrado em Engenharia e Gestão Industrial

Análise de vibrações a uma banca de potência

*Trabalho Projeto
apresentado para a obtenção do grau de Mestre em
Engenharia e Gestão Industrial*

Autor

Mário Filipe de Aragão Costa

Orientador

José Manuel Torres Farinha

Professor do Departamento de Engenharia Mecânica
Instituto Superior de Engenharia de Coimbra

Coimbra, Outubro, 2019

Página em branco

Agradecimentos

Desde o início do desenvolvimento de todo o processo do Projeto, contei com a colaboração de diversas pessoas às quais faço os meus sinceros agradecimentos.

Em primeiro lugar quero agradecer ao Professor Doutor José Torres Farinha, meu orientador, por me ter colocado este desafio, bem como pelo seu acompanhamento e orientação.

O meu agradecimento ao engenheiro Fernando Expedito, que se mostrou sempre disponível para se reunir comigo e ajudar-me em tudo o que precisasse.

Agradeço igualmente ao engenheiro Pedro Dias pela disponibilidade em me ajudar e principalmente pelos conhecimentos transmitidos.

À colega e amiga Carla Gomes, pela força e motivação que me transmitiu. Estou certo que não teria terminado esta etapa sem o apoio.

À minha família por todo o apoio que me deram ao longo de toda a minha vida e pelos valores que me transmitiram que fizeram de mim o que sou hoje.

Finalmente, à pessoa mais importante da minha vida. O meu filho Santiago, com quem tive de abdicar de alguns momentos, e a quem dedico em especial este trabalho. O seu sorriso é o que me motiva e faz superar cada dificuldade.

O meu profundo e sentido agradecimento a todos os que me apoiaram nesta fase da minha vida.

Página em branco

Resumo

Uma etapa fulcral para uma boa gestão dos ativos é a manutenção. A conotação associada à atividade de manutenção foi, em tempos, negativa. As entidades consideravam que este conjunto de ações representava apenas um custo desnecessário. Com o passar dos anos, as empresas foram-se apercebendo da importância deste custo e como a redução do mesmo se poderia tornar numa vantagem competitiva, debruçando-se sobre o estudo de várias técnicas de monitorização de condição de equipamentos. Dentro destas encontra-se a Análise de Vibrações.

No âmbito da Manutenção Condicionada, o presente relatório tem como finalidade descrever o estudo da técnica de inspeção associada à medição de vibrações e aferir da importância da sua aplicabilidade. O procedimento adotado teve como objetivo analisar a relação das vibrações com o diagnóstico sobre a existência de anomalias de uma banca de potência, existente nas instalações do Instituto Superior de Engenharia de Coimbra.

Numa primeira fase, foram realizadas várias recolhas de medidas de vibração, análise do nível global e do espectro de frequência. Para tal, recorreu-se a um acelerómetro piezoelétrico que permitiu determinar o valor da aceleração e, consequentemente, informação acerca do tempo de resposta e velocidade. Os dados foram tratados a partir de uma folha de cálculo fornecida com o equipamento *Vibration Analyzer* VA-12. Para a análise dos gráficos, foi aplicada a análise espectral de referência e a média quadrática.

No decorrer deste estudo foi possível verificar que a análise de vibrações permite diagnosticar a existência de anomalias que causam uma perturbação no funcionamento de um determinado equipamento. Contudo, sem a assinatura da máquina e sem recurso a outros equipamentos de apoio à análise de vibração, como, por exemplo, a análise de fases, não foi possível chegar a uma conclusão final inequívoca que caracterizasse a banca de potência com rigor.

Palavras-chave: Análise de Vibrações, Banca de Potência; Manutenção Condicionada

Página em branco

Abstract

Maintenance is a key stage for a good asset. In the past, maintenance was mainly seen as negative element and a cost item on the company's budget. Over the years, the companies started to give more importance to this cost and how its reduction could become a competitive advantage. This has led to new techniques and maintenance strategies. Within these was the Vibration Analysis.

In the context of condition-based Maintenance, the present thesis aims to describe the vibration analysis technique and understand the benefits of vibration monitoring.

The adopted procedure had as objective of analysing the relation of the vibrations with the diagnosis of the existence of failures on the engine test bench, that belongs to Coimbra Institute of Engineering.

There was made several measurements on the test bench, it was made the analysis of the overall vibration and associated vibration frequency spectrum. The acceleration, displacement and velocity units were measured with a piezoelectric accelerometer. All the data were processed on the Excel file that came with the Vibration Analyser VA-12. It was used the quadratic mean and reference spectrum for the graphs analysis.

In the course of this study, it was possible to verify that vibration analysis allows to diagnose the existence of anomalies that cause disturbances in the normal function of the equipment. However, without the signing vibration of the machine and without the support from other vibration devices/techniques, such as the phase analysis, it wasn't possible to reach a final conclusion that characterized the bench test.

Key words: Vibration Analysis, Bench test, Condition monitoring

Página em branco

Índice

| | |
|--|-------------|
| Agradecimentos | iii |
| Resumo | v |
| Abstract | viii |
| Lista de figuras | xii |
| Lista de tabelas | xv |
| Abreviaturas e Símbolos | xvi |
| 1. Introdução | 1 |
| 1.1 Contexto e motivação | 1 |
| 1.2 Objetivos do Trabalho | 1 |
| 1.3 Estrutura do Trabalho | 1 |
| 2. Enquadramento Teórico | 3 |
| 2.1 Introdução à Manutenção | 3 |
| 2.1.1 Técnicas de Manutenção | 4 |
| 2.1.1.1 Manutenção Corretiva | 4 |
| 2.1.1.2 Manutenção Preventiva | 4 |
| 2.2 Evolução da análise de vibrações na manutenção | 7 |
| 3. Vibrações | 11 |
| 3.1 Teoria da Vibração | 12 |
| 3.1.1 Movimento Periódico | 12 |
| 3.2 Grandezas físicas da vibração | 15 |
| 3.3 Parâmetros da vibração e a sua escolha | 17 |
| 3.4 Frequências Naturais | 19 |
| 3.5 Ressonância | 20 |
| 4. Processamento do sinal | 21 |
| 4.1 Gráficos em domínio do tempo | 21 |
| 4.2 Espectros FFT | 22 |
| 4.2.1 Transformadas de Fourier | 23 |
| 4.2.2 Resolução espectral | 24 |
| 4.3 Medições de Níveis Globais | 25 |
| 4.3.1 Valor RMS | 25 |
| 4.3.2 Fator de Crista | 25 |
| 4.4 Análise de Fase | 26 |
| 4.4.1 Equipamentos de medição da fase | 26 |
| 4.5 Técnica de Envelope e demodulação | 29 |
| 4.6 Transdutores | 33 |

| | | |
|-----------|--|-----------|
| 4.6.1 | Transdutores de deslocamento | 34 |
| 4.6.2 | Transdutores de velocidade | 34 |
| 4.6.3 | Transdutores de aceleração – Acelerômetros..... | 35 |
| 4.7 | Diagnóstico de falhas..... | 37 |
| 4.7.1 | Desequilíbrio | 37 |
| 4.7.2 | Desalinhamento | 38 |
| 4.7.3 | Veio empenado | 41 |
| 4.7.4 | Defeitos nos rolamentos | 42 |
| 4.7.5 | Folgas Mecânicas | 45 |
| 5. | Caso de estudo | 48 |
| 5.1 | Banca de Ensaios e suas características..... | 48 |
| 5.2 | Analizador de vibrações..... | 52 |
| 5.2.1 | Configurações do equipamento | 53 |
| 5.2.2 | Calibração..... | 55 |
| 5.3 | Codificação dos pontos de medições..... | 56 |
| 5.4 | Folha de análise VA12_2007 | 59 |
| 5.5 | Resultados da análise global à banca de potência | 60 |
| 5.5.1 | Normas para os valores globais de vibração | 60 |
| 5.5.2 | Motor de combustão interna..... | 61 |
| 5.5.3 | Chumaceira..... | 67 |
| 5.5.4 | Freio Mecânico..... | 74 |
| 6. | Conclusões..... | 79 |
| 6.1 | Considerações finais | 79 |
| 6.2 | Trabalhos Futuros | 79 |
| 7. | Bibliografia..... | 81 |
| | ANEXO I – Folha de Parâmetros e medições..... | 84 |

Lista de figuras

| | |
|---|----|
| Figura 2.1 – Tipos de curvas. Adaptado de (NASA, 2008)..... | 5 |
| Figura 2.2 – Técnicas Manutenção condicionada para tipo de anomalia. Fonte: ISO 17359:2002 | 7 |
| Figura 2.3 – Carta de severidade de T.C. Rathbone. Fonte: (Mitchell, 2007)..... | 8 |
| Figura 2.4 – Carta de severidade ISO 10816-3: Ano 2009 | 9 |
| Figura 3.1 Movimento periódico de um rolamento numa chumaceira. (Mobley, 2002) | 12 |
| Figura 3.2 – Movimento não harmónico. Adaptado de (ElectronicsTutorials, 2014)..... | 14 |
| Figura 3.3 – Frequência. Fonte: (Cox) | 15 |
| Figura 3.4 - Amplitude | 16 |
| Figura 3.5 – Parâmetros de vibração no tempo. Fonte (Cory, 2005) | 18 |
| Figura 3.6 – Sensibilidade de cada parâmetro em função da frequência. Fonte: (Mba, 2001)..... | 18 |
| Figura 4.1 – Gráfico em domínio do tempo | 21 |
| Figura 4.2 - Espectro FFT | 23 |
| Figura 4.3 – Transformadas de Fourier. Fonte: (Neto, 2013) | 24 |
| Figura 4.4 – Comparação do fator de crista. Fonte: (RION, n.d.)..... | 26 |
| Figura 4.5 – Estroboscópio. Fonte: (Monarch Instrument, 2009) | 27 |
| Figura 4.6 – Analisador SKF Microlog GX-CMXA 75. Fonte: (SKF, 2018)..... | 28 |
| Figura 4.7 – Medição de fase através de uma marca no veio. Fonte: (Fernandez, 2017) | 29 |
| Figura 4.8 – Fissura na pista exterior do rolamento. Fonte: (Tyagi & Panigrahi, 2017) | 30 |
| Figura 4.9 – Forma de onda com amplitude modulada típica de um rolamento defeituoso (Fernandez, 2017) | 31 |
| Figura 4.10 – Esquema de tratamento de sinais da técnica envelope..... | 32 |
| Figura 4.11 – Procedimento de análise de envelope (Slavic, Brkovic, & Boltezar, 2011) | 33 |
| Figura 4.12 – Acelerómetro. Fonte: (PCB Piezotronics, n.d.)..... | 35 |
| Figura 4.13 – Sensibilidade de um acelerómetro. Fonte: (National Instruments, 2019)..... | 36 |
| Figura 4.14 – Espectros típicos de desequilíbrios. Adaptado de (Berry, 2002)..... | 38 |
| Figura 4.15 – Espectro típico de desalinhamento angular. Fonte: (Berry, 2002)..... | 39 |

| | |
|---|----|
| Figura 4.16 - Espectro típico de desalinhamento paralelo. Fonte: (Berry, 2002) | 40 |
| Figura 4.17 - Espectro típico de desalinhamento do rolamento com o veio. Fonte: (Berry, 2002) | 41 |
| Figura 4.18 - Espectro típico de um empeno no veio. Fonte: (Berry, 2002)..... | 42 |
| Figura 4.19 – Estágio 1. Fonte: (SKF Reliability Systems, 2004) | 44 |
| Figura 4.20 – Estágio 2. Fonte: (SKF Reliability Systems, 2004) | 44 |
| Figura 4.21 – Estágio 3. Fonte: (SKF Reliability Systems, 2004) | 45 |
| Figura 4.22 – Estágio 4. Fonte: (SKF Reliability Systems, 2004) | 45 |
| Figura 4.23 – Folgas entre o rolamento e o veio. Fonte: (Girdhar & Scheffer, 2004) | 46 |
| Figura 4.24 – Folgas entre a máquina e a estrutura. Fonte: (Girdhar & Scheffer, 2004) | 47 |
| Figura 4.25 – Folgas estruturais. Fonte: (Girdhar & Scheffer, 2004) | 47 |
| Figura 5.1 – Acoplamento | 49 |
| Figura 5.2 – Acoplamento de ligação do veio do motor ao deflector de transmissão..... | 49 |
| Figura 5.3 – Motor D7F..... | 50 |
| Figura 5.4 - SKF 6211-Z | 51 |
| Figura 5.5 - <i>Vibration Analyser</i> VA-12..... | 52 |
| Figura 5.6 – Teste ao acelerómetro piezoelétrico PV-57I..... | 56 |
| Figura 5.7 – Pontos de medição no motor | 57 |
| Figura 5.8 – Pontos na chumaceira e freio mecânico | 57 |
| Figura 5.9 – Limites Envelope de Aceleração (gE). Fonte: (SKF Reliability Systems, 2004)..... | 61 |
| Figura 5.10 – Ponto 1H- | 63 |
| Figura 5.11 – Ponto 1V- | 63 |
| Figura 5.12 – Ponto 1A+ | 64 |
| Figura 5.13 – Ponto 2H- | 64 |
| Figura 5.14 - Reforço | 65 |
| Figura 5.15 – Ponto 1A- antes da aplicação do reforço..... | 66 |
| Figura 5.16 – Ponto 3H+ | 68 |
| Figura 5.17 – Ponto 3V- | 68 |

| | |
|---|----|
| Figura 5.18 – Ponto 4H+ | 69 |
| Figura 5.19 – Ponto 4V- | 69 |
| Figura 5.20 – Ponto 4A | 70 |
| Figura 5.21 – Veio | 71 |
| Figura 5.22 – Medições com comparador | 71 |
| Figura 5.23 – Ponto 3V Envelope | 72 |
| Figura 5.24 – Ponto 3H Envelope | 72 |
| Figura 5.25 – Ponto 4V Envelope | 73 |
| Figura 5.26 – Ponto 4H Envelope | 73 |
| Figura 5.27 – Ponto 5H | 75 |
| Figura 5.28 – Ponto 5A | 76 |
| Figura 5.29 – Ponto 6V | 76 |
| Figura 5.30 – Ponto 6A | 77 |
| Figura 5.31 – Ponto 6V com parafusos soltos | 77 |

Lista de tabelas

| | |
|--|----|
| Tabela 5.1 – Caraterísticas do motor de combustão interna..... | 50 |
| Tabela 5.2 – Caraterísticas rolamentos da chumaceira..... | 51 |
| Tabela 5.3 – Configurações espectros de velocidade..... | 53 |
| Tabela 5.4 – Configurações da aceleração. Gráfico em tempo. | 53 |
| Tabela 5.5 – Configurações Envelope 2 | 54 |
| Tabela 5.6 – Configurações Envelope 3 | 54 |
| Tabela 5.7 – Características do <i>Shaker</i> | 55 |
| Tabela 5.8 – Identificação dos pontos de medição e sua designação | 58 |
| Tabela 5.9 – Vibration Meter Mode – ponto 1 | 62 |
| Tabela 5.10 – Vibration Meter Mode – ponto 2 | 62 |
| Tabela 5.11 – Valor global vibração a 750 e 1350 rpm | 66 |
| Tabela 5.12 - Vibration Meter Mode – ponto 3..... | 67 |
| Tabela 5.13 – Vibration Meter Mode – ponto 4 | 67 |
| Tabela 5.14 – Ponto 3 e 4: Filtro 5kHz a 10kHz Amplitude gE pico a pico..... | 74 |
| Tabela 5.15 - Vibration Meter Mode – ponto 5..... | 74 |
| Tabela 5.16 - Vibration Meter Mode – ponto 6..... | 75 |
| Tabela 5.17 - Ponto 5 e 6: Filtro 5kHz a 10kHz Amplitude gE pico a pico..... | 78 |

Abreviaturas e Símbolos

| | |
|-------------------|---|
| B | Diâmetro da esfera |
| $F_{m\acute{a}x}$ | Frequência máxima |
| F_n | Frequência natural |
| k | Rigidez da mola |
| m | Massa |
| N | Número de esferas ou rolos |
| P | Diâmetro primitivo |
| X | Vetor de deslocamento |
| \dot{X} | Vetor de velocidade |
| \ddot{X} | Vetir de aceleração |
| θ | Ângulo de contato |
| BPF | Frequência de falha na esfera |
| BPFI | Frequência de falha na pista interna |
| BPFO | Frequência de falha na pista externa |
| CPM | Ciclos por minuto |
| CSI | <i>Computational Systems Incorporated</i> |
| CV | Cavalo vapor |
| FFT | Transformada rápida de Fourier (do inglês <i>fast Fourier transform</i>) |
| FTF | <i>Fundamental train frequency</i> |
| GCL | Linha física do rotor (<i>geometric centerline</i>) |
| ISEC | Instituto Superior de Engenharia de Coimbra |
| LMA | Laboratório Máquina Alternativas |
| LOR | Linhas de Resolução (Lines of Resolution) |
| MPC | Manutenção Preventiva Condicionada |
| RMS | Valor eficaz (Root Mean Square) |
| RPM | Rotações por minuto |
| PIA | Eixo principal de inércia (<i>principle inertia axis</i>) |
| SEE | Spectral Emission Energy |
| SPM | Shock Pulse Method |

Página em branco

1. Introdução

Hoje em dia, a competição no mundo empresarial e industrial é cada vez mais feroz. As empresas são constantemente postas à prova no que diz respeito ao preço e qualidade dos seus serviços e/ou produtos. Desta forma, torna-se importante que estas possuam uma boa capacidade de gestão.

A manutenção é uma tarefa chave na boa gestão empresarial, uma vez que pode influenciar nos custos de fabrico, na qualidade do produto, na flexibilidade e rapidez de resposta a encomendas. Para além disso, a manutenção garante também a fiabilidade e segurança dos equipamentos, melhora a qualidade, aumenta a produtividade, aumenta a segurança dos operadores e reduz os custos de produção evitando desperdícios. Deste modo, torna-se cada vez mais importante implementar nas empresas uma política de manutenção eficaz.

Na manutenção preventiva condicionada é possível monitorizar e controlar a condição dos equipamentos através de inspeção periódica ou permanente do seu funcionamento. Assim, consegue-se intervir sempre que seja atingido um determinado valor, considerado crítico, dos parâmetros padrão. A monitorização é realizada através de sensores adequados em que os valores reais são comparados com os valores críticos pré-definidos.

1.1 Contexto e motivação

A motivação para este tema surge no seguimento da crescente importância que a manutenção tem vindo a assumir nos últimos tempos. Acrescido a este fator, segue-se a aposta do Instituto Superior de Engenharia de Coimbra nesta área, nomeadamente através da aquisição de um equipamento de medição de vibrações.

1.2 Objetivos do Trabalho

O objetivo principal deste projeto passa por avaliar, através da análise de vibrações, o comportamento de uma banca de potência existente no Laboratório de Máquinas Alternativas (LMA), no ISEC. Paralelamente, pretende-se também testar a máquina de recolha de dados.

1.3 Estrutura do Trabalho

O presente documento é composto por 6 capítulos. No primeiro capítulo é feita uma apresentação do tema, o seu contexto e quais os objetivos do projeto. O capítulo 2 é dedicado

Introdução

ao enquadramento teórico, no qual estão descritos os vários tipos de manutenção e sua evolução ao longo dos anos. Aqui é também, abordada a evolução da análise de vibrações na manutenção. No terceiro capítulo foca-se o conceito básico de vibração, quais as suas grandezas e parâmetros, entre outros conceitos que ajudam a perceber as vibrações. No quarto capítulo são expostos alguns métodos de medição das vibrações e é feita uma breve introdução dos vários transdutores. Ainda neste capítulo, são apresentados alguns espectros típicos de anomalias. Já no capítulo 5 é exposto e discutido o caso de estudo, bem como, os equipamentos utilizados no trabalho, e os resultados obtidos no cálculo das frequências de defeito dos rolamentos. São ainda ilustrados os vários espectros e gráficos obtidos nas diversas medições. Por último, no capítulo 6, são expostas as principais conclusões do trabalho e sugestões para projetos futuros.

2. Enquadramento Teórico

2.1 Introdução à Manutenção

De acordo com a norma EN 13306 (2001), a manutenção é a combinação de todas as ações técnicas, administrativas e de gestão, durante o ciclo de vida de um bem. A principal função destas ações passa por manter ou repor em ordem o funcionamento dos equipamentos, através de intervenções e oportunas de forma a que estes consigam cumprir a função requerida.

O primeiro tipo de manutenção que surgiu foi a operação até a falha. Nesta situação a máquina funciona até que ocorra uma falha que interrompa a sua função. Esta é uma solução cara, onde maior parte do custo é representada pela imprevisibilidade do estado da máquina (Mobley, 2002). Além disso, esta estratégia leva a elevados períodos de inatividade dos equipamentos. Este método não conseguiu responder de forma eficaz ao aumento das necessidades produtivas e à implementação da produção em massa (Torres Farinha, 2011). No entanto, ainda hoje é um tipo de manutenção que várias empresas utilizam.

Posteriormente, surgiu a manutenção periódica preventiva, onde as máquinas são desmontadas e recondicionadas de acordo com programas pré determinados. A teoria é que, se as máquinas forem recondicionadas antes de o seu tempo de vida esperado acabar, elas não irão apresentar falhas no serviço (Randall, 2011).

Infelizmente a manutenção preventiva não ajudou a reduzir os custos de manutenção, o que levou à manutenção preditiva e suas técnicas associadas. A preocupação das empresas deixou de ser apenas a correção das falhas, passando também a ter-se em consideração a previsão destes acontecimentos de forma a minimizar o custo associado à falha dos equipamentos e inatividade da maquinaria e à melhoria da qualidade do produto (Usher, 1998). A manutenção preditiva requiere uma monitorização constante do equipamento, para que assim seja possível detetar e diagnosticar os defeitos. Só após a deteção do defeito é que a manutenção planeada é executada.

Nos inícios dos anos 80, era necessário apresentar relatórios para que fossem permitidos os programas de manutenção baseada na condição (Girdhar & Scheffer, 2004). Hoje em dia, as vantagens deste tipo de manutenção já são conhecidas e aceites na indústria, sendo agora vista como uma ferramenta essencial na deteção e diagnóstico dos equipamentos. Esta ferramenta tem impacto na redução de custos de manutenção, operação e inventário de peças de reserva.

Atualmente, com o avanço tecnológico na engenharia dos produtos e com equipamentos de monitorização mais avançados é possível melhorar a disponibilidade e fiabilidade das máquinas através de um papel mais ativo dos técnicos de manutenção, evitando falhas nas máquinas. Os departamentos de manutenção passam a dedicar mais atenção às causas que podem originar, no futuro, um defeito no equipamento.

Esta evolução na filosofia da manutenção leva a um aumento da vida útil dos equipamentos, a um maior nível de segurança, a produtos com maior qualidade, a um custo do ciclo de vida do equipamento menor e diminui ainda, as situações de emergência e decisões precipitadas aquando a ocorrência de falhas imprevistas.

2.1.1 Técnicas de Manutenção

2.1.1.1 Manutenção Corretiva

Este tipo de manutenção, também conhecido como manutenção até à falha, foi em tempos o mais utilizado. Era caracterizado pelos custos elevados devido aos tempos de inatividade não programada, máquinas estragadas e gastos com horas extra.

De uma maneira resumida, o departamento de manutenção é gerido pelas avarias das máquinas, não existindo grande conhecimento sobre o estado atual do parque de máquinas da empresa. Neste caso, torna-se bastante difícil planificar as necessidades de manutenção e prever o estado geral de disponibilidade do sistema.

Nos dias de hoje, este tipo de manutenção já não tem grande presença, contudo existem algumas situações em que ainda se aplica, como é o caso de empresas que possuem várias máquinas iguais. Assim que se dê a avaria, está programada a entrada de um equipamento igual e desta forma a produção não é afetada.

2.1.1.2 Manutenção Preventiva

Segundo (Amaral, 2016), a manutenção preventiva é a manutenção efetuada segundo critérios predeterminados, com a intenção de reduzir a probabilidade de avaria de um bem ou a degradação de um serviço prestado.

Este tipo de manutenção analisa o historial de cada máquina e elabora programas de manutenção antes que ocorra algum problema previsto. Normalmente, máquinas semelhantes a funcionar em condições semelhantes possuem modos de falhas semelhantes. Todos os programas de manutenção preventiva assumem que os equipamentos vão degradar-se dentro

de determinado período de tempo (Mobley, 2002). Na segunda geração da manutenção acreditava-se que existia uma correlação entre a idade do equipamento e a respetiva taxa de avarias, tal como sugere a “curva da banheira”, único padrão de falhas considerado naquela altura. Contudo, os equipamentos seguem vários padrões de falha, tal como apresentado na Figura 2.1.

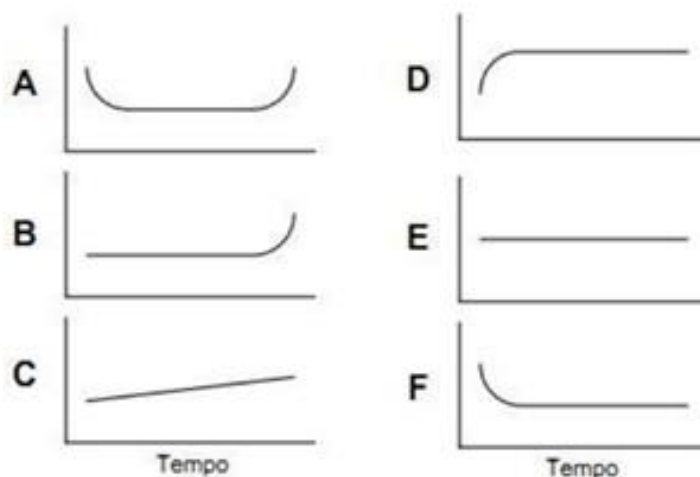


Figura 2.1 – Tipos de curvas. Adaptado de (NASA, 2008)

Conhecida a curva aplicada a uma determinada máquina, pode-se tirar partido do uso da manutenção preventiva. Dentro deste tipo de manutenção incluem-se atividades como trocas de óleo, filtros, limpeza e inspeção periódica.

2.1.1.3 Manutenção preventiva condicionada

A manutenção preventiva condicionada (MPC) é uma ferramenta muito eficaz que, no caso de ser aplicável, deve ser utilizada em qualquer sistema de manutenção integrada (Amaral, 2016). Ao incluir a manutenção preditiva num programa de gestão da manutenção otimiza-se a disponibilidade dos equipamentos e reduz-se significativamente os custos com a manutenção. Além disso, melhora a qualidade do produto e a produtividade.

Neste tipo de manutenção é possível monitorizar e verificar a condição dos equipamentos através de um controlo periódico ou permanente do seu funcionamento. Isto permite que se efetue uma intervenção sempre que sejam atingidos determinados valores, considerados críticos, dos parâmetros de referência.

2.1.1.4 Técnicas de manutenção condicionada

Atualmente existe uma grande variedade de métodos que avaliam as condições dos equipamentos e que permitem determinar o tempo indicado de intervalo entre cada manutenção. Os dados recolhidos possibilitam que se efetue uma avaliação da degradação do desempenho de um sistema desde que este foi colocado sobre análise. Além disso, no caso de algum equipamento ter sofrido alguma intervenção, como por exemplo, a substituição de algum componente por um novo ou a sua reconstrução, permite que se perceba a qualidade do novo equipamento. As técnicas de manutenção condicionada incluem:

- Análise de vibrações;

A análise de vibrações de sistemas e equipamentos é uma das técnicas mais usadas na manutenção condicionada. Esta permite determinar a condição do equipamento rotativo e a estabilidade estrutural num sistema.

- Análise de óleos

A análise do óleo de lubrificação é realizada para determinar a condição de desgaste mecânico de um equipamento e se o óleo se encontra contaminado ou não (NASA, 2008).

Com o passar do tempo, as características dos óleos tendem a degradar-se. Sempre que se detetar mudanças drásticas nas suas características, significa que é necessário fazer algo no sentido de o regenerar ou substituir. Assim sendo, deve existir um plano periódico de recolha de amostras.

- Termografia;

De acordo com o autor (Rocha & Póvoas, 2007), “a termografia infravermelha é vista como uma técnica rápida, não invasiva, sem contato, que permite o registo das variações dinâmicas em tempo real. Pode ser aplicada a grandes distâncias e permite analisar e inspecionar grandes áreas em curtos espaços de tempo”. Os resultados obtidos com esta técnica são de fácil e de rápida análise.

As inspeções por termografia são identificadas como medições e análises quantitativas ou qualitativas. A primeira tem como objetivo obter a temperatura do objeto com precisão. A inspeção qualitativa foca-se em diferenças relativas, pontos quentes ou frios, e desvios dos valores normais ou gamas de temperaturas expectáveis.

Este método consegue detetar defeitos térmicos ou mecânicos em diversos equipamentos, como é o caso dos geradores, transformadores, caldeiras, acoplamentos desalinhados, entre outros.

- Análise de parâmetros processuais;

- Outros métodos não destrutivos (ultrassons, líquidos penetrantes, radiografia).

Cada técnica tem as suas particularidades que apoiam o responsável de manutenção a determinar a necessidade de manutenção.

A figura que se segue (Figura 2.2) mostra uma lista com as falhas mais comuns combinando-as com as várias técnicas de manutenção condicionada.

| Machine Type: Fans | Symptom or parameter change? | | | | | | | | | |
|---|------------------------------|--------------------|-------|--------------------|-------|-----------|-------------|-----------------|------------|-------------|
| Fault | Air leakage | Length measurement | Power | Pressure or vacuum | Speed | Vibration | Temperature | Coast down time | Oil debris | Oil leakage |
| Damaged impeller | | * | * | * | * | * | * | * | * | |
| Damaged oil seals | | * | | * | * | | | | * | * |
| Damaged bellows | * | | | | | | | | | |
| Eccentric impeller | | | * | * | * | * | * | * | | |
| Bearing damage | | * | * | | * | * | * | * | * | * |
| Bearing wear | | * | | | | * | * | * | * | |
| Mounting fault | | | | | | * | | | | |
| Rotor fouled | | | | | | * | | | | |
| Unbalance | | | | | | * | | | | |
| Misalignment | | * | | | | * | | | | |
| * indicates symptom may occur or parameter may change if fault occurs | | | | | | | | | | |

Figura 2.2 – Técnicas Manutenção condicionada para tipo de anomalia. Fonte: ISO 17359:2002

2.2 Evolução da análise de vibrações na manutenção

Em 1939, T.C. Rathbone era considerado como o pioneiro da análise de vibrações industrial da Era Moderna. Ele foi quem criou as primeiras orientações para avaliar as condições das máquinas a partir da medição de vibrações. Como base para a avaliação destas condições teve a amplitude do deslocamento e da velocidade a baixas frequências - aproximadamente 1Hz (60 cpm) a 120 Hz (7200 cpm) (Mitchell, 2007). Estas orientações foram publicadas num artigo intitulado *Vibration Tolerance*, na *Power Plant Engineering*, onde o autor introduziu uma série de ideias, incluindo um conjunto de curvas de amplitude

versus velocidade constante aproximada em torno das frequências de rotação de geradores de turbina a vapor. Esta carta (Figura 2.3) foi rejeitada mais tarde uma vez que não tinha em conta o tipo de máquina, a potência e a rigidez da fixação.

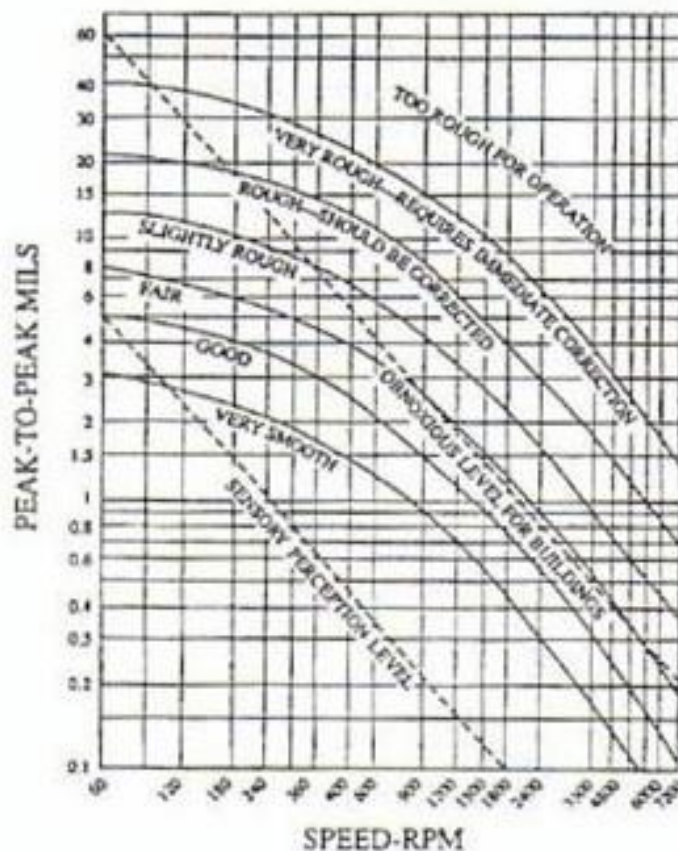


Figura 2.3 – Carta de severidade de T.C. Rathbone. Fonte: (Mitchell, 2007)

A carta foi mais tarde aperfeiçoada pelo IRD Mechanalysis, U.S. Navy, Blake e outros. Blake desenvolveu uma carta que continha gráficos com deslocamento, velocidade e aceleração *versus* frequência, com graus de severidade espaçados de 10 dB e fatores de serviço para várias máquinas. Durante este período, os instrumentos de análise eram bastante limitados, o que fazia com que o tempo despendido com recolha e tratamento de dados fosse muito alto. Eram utilizados instrumentos eletrónicos e osciloscópios que obtinham os níveis de vibração, medidos geralmente em amplitudes de deslocamento ou velocidade e registados manualmente pelos técnicos (Boon & De Bauw, 2012).

Até meados dos anos 60, os níveis de vibração, que permitiam identificar a condição da máquina, eram recolhidos de uma forma não sistemática. Mas foi por volta desta altura, que Don Bently e Don Wilhelem desenvolveram o primeiro equipamento que permitia uma monitorização permanente da máquina.

Em 1974, a *International Standards Organization* (ISO) publicou as primeiras especificações sobre vibrações. A ISO 2373 – “Mechanical Vibrations of Machines with Operating Speeds from 10 to 200”, que mais tarde deu origem à ISO 10816 – “Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts”, e à ISO 3945 – “The Measurement and Evaluation of Vibration Severity of Large Rotating Machines in Situ, Operating Speeds from 10 to 200 rps”.

| ISO 10816-3 | | Medium-sized machines | | Large machines | |
|-----------------|------------|------------------------------|----------|----------------|----------|
| Advisor | | Group 2 | | Group 1 | |
| Velocity | | Rated Power | | | |
| in/sec eq. Peak | mm/sec RMS | 15 kW – 300 kW | | 300 kW – up | |
| 0.61 | 11.0 | DAMAGE OCCURS | | | |
| 0.39 | 7.1 | RESTRICTED OPERATION | | | |
| 0.25 | 4.5 | UNRESTRICTED OPERATION | | | |
| 0.19 | 3.5 | UNRESTRICTED OPERATION | | | |
| 0.16 | 2.8 | UNRESTRICTED OPERATION | | | |
| 0.13 | 2.3 | UNRESTRICTED OPERATION | | | |
| 0.08 | 1.4 | UNRESTRICTED OPERATION | | | |
| 0.04 | 0.7 | NEWLY COMMISSIONED MACHINERY | | | |
| 0.00 | 0.0 | NEWLY COMMISSIONED MACHINERY | | | |
| Foundation | | Rigid | Flexible | Rigid | Flexible |

Figura 2.4 – Carta de severidade ISO 10816-3: Ano 2009

Nos finais dos anos 70, os instrumentos de análise começaram a ser substituídos por analisadores de transformadas de Fourier (FFT). Estes instrumentos eram baseados no algoritmo de Tukey e Cooley, em 1965 (Brandt, 2011). Passaram a ser muito mais pequenos e leves, e passou a ser possível obter áudio e processamento de imagem em tempo real.

No início de 1980, foram desenvolvidos analisadores de alta frequência que comunicavam com o computador. Além de permitirem altos níveis de eficiência e eficácia, possibilitavam que todos os dados e espectros gerados pelos conversores FFT fossem guardados em computador. Desta forma, os técnicos de manutenção passaram a despende menos tempo com o armazenamento e transcrição de resultados, passando a focar-se no tratamento e interpretação dos resultados obtidos.

Enquadramento Teórico

As mais recentes descobertas no mundo das vibrações, incluem sistemas de recolha de dados mais sofisticados, com maior autonomia e sistemas de transmissão de dados sem fios (*Wireless*) (Li, Xu, & Xu, 2018).

3. Vibrações

A vibração de máquinas e sistemas é o movimento periódico de um corpo em relação à sua posição de equilíbrio (Braun, Ewins, & Rao, 2002). A vibração ser definida como um movimento oscilatório de um ponto face a uma posição de referência. Quando existe troca de energia cinética em energia potencial e vice-versa, dá-se o aparecimento da vibração (Harris & Piersol, 2002). Na indústria, as vibrações ocorrem em máquinas elétricas e alternativas, acoplamentos, redutores, estruturas, rolamentos, etc.

Para que ocorra a vibração, são necessários dois elementos: (i) a massa ou inércia que armazena energia cinética e (ii) a mola ou o elemento elástico que armazena a energia potencial. A mola fornece uma força que continuamente puxa a massa em direção à sua posição de equilíbrio e, portanto, causa as oscilações da massa. Desta forma, a vibração de um sistema ocorre quando é lhe é transmitido energia.

A vibração livre ocorre quando não existem excitações externas, mas a energia cinética ou energia potencial estão presentes inicialmente no sistema (LDS-Dactron, 2003). Por outras palavras, é considerado uma vibração livre quando o sistema, após uma excitação inicial, continua a vibrar sem a interação de forças externas. É a resposta da estrutura a um determinado impacto, que está dependente da inércia e das propriedades elásticas da estrutura.

A vibração forçada ocorre com a aplicação de forças externas ao sistema, que permitam o movimento continuo, ou controlado (LDS-Dactron, 2003). As vibrações forçadas podem ser: periódicas, não periódicas ou aleatórias. Através de uma excitação harmónica (sinusoidal), a resposta de um sistema tende a aumentar se a frequência de excitação estiver próxima das frequências naturais do sistema. Este fenómeno é chamado de ressonância e deve ser tido em conta na fase de projeto de estruturas e máquinas.

Em qualquer sistema real existe sempre energia dissipada com o movimento, à qual se dá o nome de amortecimento. Este ocorre como resultado do atrito entre objetos em movimento ou interações do movimento dos objetos com o ambiente, como por exemplo através do ar, fluídos, campos eletromagnéticos. A presença do amortecimento leva a uma diminuição da amplitude das forças vibratórias (Crandall, 1970). Além disso, o amortecimento pode ser aplicado para anular a ressonância.

3.1 Teoria da Vibração

Existem técnicas matemáticas que permitem: (i) quantificar o deslocamento total causado pelas vibrações, (ii) converter o deslocamento medido em velocidade ou aceleração, (iii) separar as componentes através de FFT, e (iv) determinar as amplitudes e fases destas funções.

3.1.1 Movimento Periódico

A vibração é um movimento periódico, ou um que se repete após um certo intervalo de tempo chamado de período, T . A Figura 3.1 ilustra um movimento periódico de um rolamento numa chumaceira. O deslocamento está representado no eixo Y e o tempo no eixo X. A onda que se pode observar nesta imagem é a soma de todas as componentes vibração geradas pela rotação das esferas e pela estrutura (Mobley, 2002).

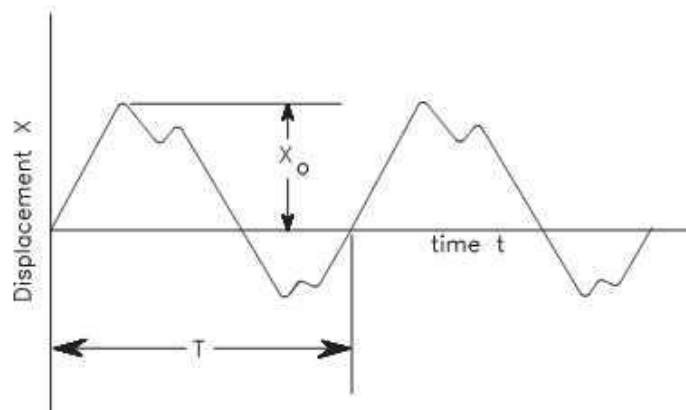


Figura 3.1 Movimento periódico de um rolamento numa chumaceira. (Mobley, 2002)

3.1.1.1 Movimento Harmónico

O movimento harmónico repete-se a cada vez que um componente de uma máquina completa uma volta completa. A relação entre deslocamento e tempo para movimento harmónico expressa-se da seguinte forma:

$$X = X_0 \sin(\omega t) \quad (3.1)$$

O máximo valor do deslocamento é X_0 , que também pode ser designado por amplitude. O período, T , é usualmente medido em segundos, e o seu inverso é a frequência de vibração, f , medida em ciclos por segundo (cps) ou Hertz (Hz).

$$f = \frac{1}{T} \quad (3.2)$$

Outra grandeza da frequência é velocidade angular, ω , medida em radianos por segundo.

$$\omega = 2\pi f \quad (3.3)$$

Por definição, a velocidade é a primeira derivada do deslocamento em função do tempo - equação (3.1). A primeira derivada desta equação origina a equação da velocidade:

$$v = \frac{dX}{dt} = \dot{X} = \omega X_0 \cos(\omega t) \quad (3.4)$$

Esta relação indica que a velocidade é também harmónica se o deslocamento for harmónico e tiver um valor máximo ou amplitude de ωX_0 .

Por definição, aceleração é a segunda derivada do deslocamento em função do tempo:

$$a = \frac{d^2X}{dt^2} = \ddot{X} = -\omega^2 X_0 \sin(\omega t) \quad (3.5)$$

Esta função é também uma harmónica com amplitude $\omega^2 X_0$.

3.1.1.2 Movimento não harmónico

Na maioria das máquinas existe uma série de fontes de vibração, logo, a maioria as curvas das vibrações que se obtêm em função do tempo são não harmónicas. Apesar de todos os movimentos harmónicos serem periódicos, nem todos os movimentos periódicos são harmónicos. Na figura que se segue, Figura 3.2, é possível observar a suposição de duas ondas que possuem diferentes frequências. As curvas a tracejados representam o movimento harmónico.

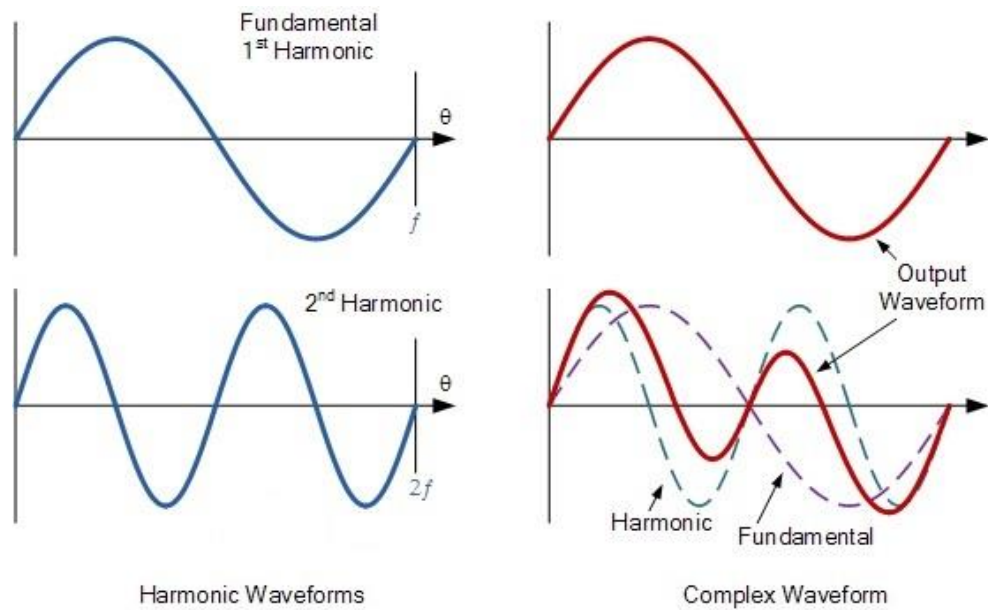


Figura 3.2 – Movimento não harmónico. Adaptado de (ElectronicsTutorials, 2014)

Em termos matemáticos, as curvas da acima podem ser representadas pelas seguintes equações:

$$X_1 = \sin(\omega_1 t) \quad (3.6)$$

$$X_2 = \sin(\omega_2 t) \quad (3.7)$$

A vibração total é a soma das duas linhas a tracejado, e está representada através de uma linha contínua vermelha. A equação que se segue representa a vibração total:

$$X = X_1 + X_2 = a\sin(\omega_1 t) + b\sin(\omega_2 t) \quad (3.8)$$

Qualquer função periódica pode ser representada como uma série de funções que têm frequências de ω , 2ω , 3ω , etc.:

$$f(t) = A_0 + A_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + A_2 \sin(2\omega t + \varphi_2) + A_3 \sin(3\omega t + \varphi_3) + \dots \quad (3.9)$$

A equação anterior é conhecida por série de Fourier, que é uma função do tempo ou $f(t)$.

Quando o valor da função $f(t)$ é conhecido, é possível determinar matematicamente as amplitudes (A_1 , A_2 , etc.) de várias vibrações discretas e o seu repetitivo ângulo de fase (φ_1 , φ_2 , φ_3 , ...).

Os termos, 2ω , 3ω , etc. referem-se às harmônicas da função primária, ω . Em muitas assinaturas de vibração, a primeira componente de frequência é uma de velocidade da máquina (1X ou 1ω). De salientar, que é expectável que a assinatura de vibração possua harmônicas, a duas vezes (2X), três vezes (3X), e outros múltiplos da velocidade de rotação.

3.2 Grandezas físicas da vibração

Como grandezas físicas da vibração pode-se destacar: (i) a frequência, (ii) a amplitude e (iii) a fase (Orn, 2014).

- Frequência

A frequência é o número de ciclos que um evento ocorre em período de tempo, geralmente identificada por “ciclos por segundo” ou Hertz (Hz). Trata-se de um parâmetro de extrema importância na análise de vibrações, uma vez que facilita a detecção de fontes de vibração.

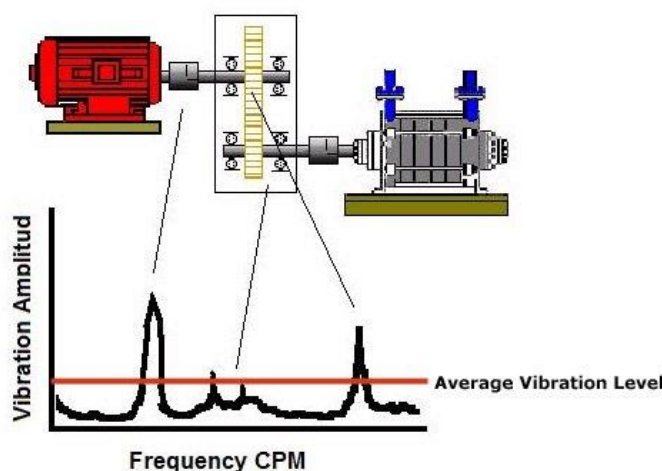


Figura 3.3 – Frequência. Fonte: (Cox)

- Amplitude

A amplitude da vibração, diz respeito à intensidade que ocorre um determinado evento. Esta grandeza permite conhecer severidade dos eventos que estão a ocorrer.

Na Figura 3.4 são apresentadas as quatro maneiras possíveis de expressar o nível de amplitude: (i) Pico a Pico, (ii) Pico, (iii) RMS (raiz média quadrática) e (iv) valor médio.

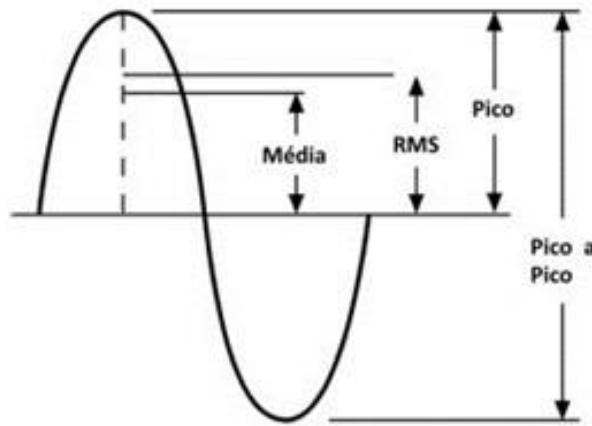


Figura 3.4 - Amplitude

A medição Pico-a-Pico indica o nível de vibração do topo do pico positivo à base do pico negativo. Este valor mostra a máxima amplitude da onda de vibração e pode ser útil onde o deslocamento vibratório de uma parte da máquina é crítico.

A medição Pico indica o nível de vibração do topo do pico positivo à linha de referência. Este tipo de amplitude é utilizado para análise impactos de curta duração, contudo indica apenas a ocorrência de pico, não tendo em consideração os restantes acontecimentos.

O Valor Eficaz (RMS) representa o valor eficaz da curva. É uma medida importante, pois tem em conta os acontecimentos anteriores (histórico da onda), bem como a intensidade dos vários eventos. O valor RMS pode ser calculado da seguinte forma:

$$RMS = 0.707 \times Pico \quad (3.10)$$

A medição do valor médio retificado representa 63,7% do valor de pico de uma onda sinusoidal e é exato apenas quando a onda medida é uma senoide pura.

- Fase

A fase da vibração indica qual a interação cinética entre os esforços atuantes e a reação física da máquina ou componente. É um parâmetro que auxilia a determinar como os diferentes componentes de uma máquina se estão a mover em relação uns aos outros.

3.3 Parâmetros da vibração e a sua escolha

Existem três parâmetros importantes a ter em consideração na análise da vibração, que são: (i) a velocidade, (ii) o deslocamento e (iii) a aceleração (Bilosová & Bilos, 2012). Na Figura 3.5 encontram-se representados esses parâmetros .

- Velocidade

O parâmetro velocidade está relacionado com a rapidez que um determinado objeto se desloca de zero a pico. Com o movimento sinusoidal, a velocidade muda constantemente à medida que o deslocamento muda. As unidades de medida, são m/s ou mm/s.

- Deslocamento

O deslocamento é a medida de quão longe o objeto se move do topo do pico negativo ao topo do pico positivo da onda, em relação a uma referência. A unidade de medida é mm.

- Aceleração

A aceleração é o parâmetro que representa a rapidez que a velocidade de um corpo varia. É a razão de mudança de velocidade de zero a pico. A unidade de medida é g's ou m/s^2 . Independentemente do parâmetro que se analisa, a forma e o período de vibração é similar. A principal diferença está na diferença de fase entre cada um dos parâmetros. A velocidade está sempre desfasada 90° atrás do deslocamento e a aceleração 90° atrás da velocidade (Cory, 2005)

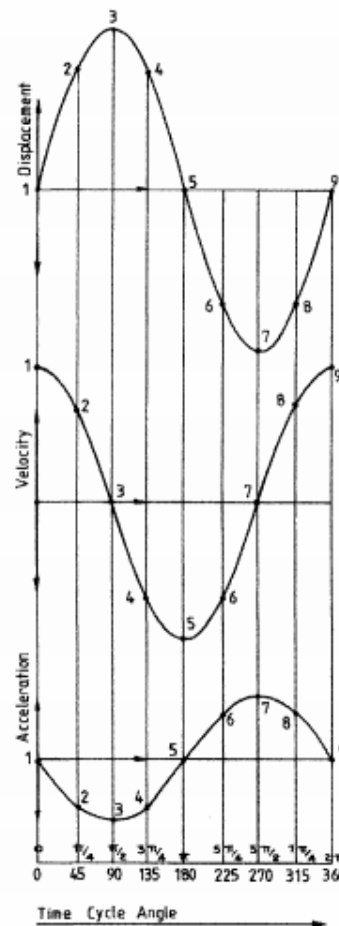


Figura 3.5 – Parâmetros de vibração no tempo. Fonte (Cory, 2005)

Cada parâmetro tem o seu comportamento em função da frequência. O uso de cada uma delas está dependente do equipamento e do tipo de instrumento de medição. O gráfico que se segue, Figura 3.6, mostra a sensibilidade de cada unidade de amplitude.

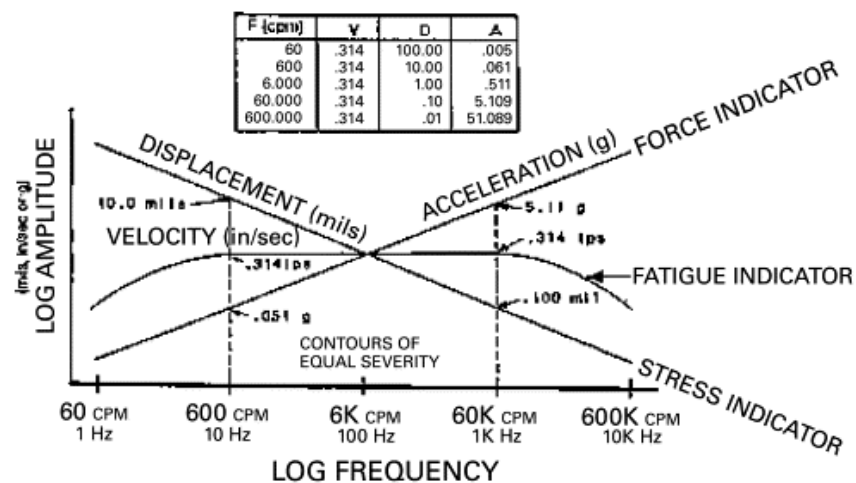


Figura 3.6 – Sensibilidade de cada parâmetro em função da frequência. Fonte: (Mba, 2001)

3.4 Frequências Naturais

Qualquer estrutura física pode ser caracterizada por ter três componentes: (i) massa, (ii) mola e (iii) amortecedor. Os amortecedores têm como objetivo absorver a energia, ao contrário da mola e da massa. Estes quando atuam um com o outro formam um sistema que faz ressonância com a sua frequência natural característica. Aplicando uma força a um sistema mola-massa, o sistema irá vibrar à sua frequência natural, e o nível das vibrações vai depender da força, da fonte de energia e da absorção inerente ao sistema. A frequência natural de um sistema massa-mola dá-se de acordo com a seguinte equação (Glen, 1997):

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.11)$$

Onde:

- F_n = frequência natural (Hz);
- m = massa (kg);
- k = constante da mola, ou rigidez.

Com base na equação (3.11), pode afirmar-se que com o aumento da rigidez, maior será a frequência natural, e se a massa aumentar, a frequência natural diminui. Se ao sistema se incluir o amortecimento, como têm todos os sistemas físicos, a frequência natural será mais baixa e dependerá da quantidade de amortecimento.

Um grande número de sistemas massa-mola-amortecedor formam um sistema mecânico a que se chama de “graus de liberdade”, e a energia de vibração que se aplica à máquina, vai distribuir-se entre os graus de liberdade que dependem das suas frequências naturais e do seu amortecimento, assim como da frequência da fonte de energia. Por este motivo, a vibração não se distribui de forma uniforme na máquina.

No caso de uma máquina acoplada a um motor elétrico, uma fonte de energia de vibração é o desequilíbrio residual do rotor do motor, possível de medir nos mancais do motor. No entanto, se a máquina tiver um grau de liberdade com uma frequência natural próxima da rotação do motor, o seu nível de vibração poderá ser muito mais alto, mesmo estando a uma grande distância do motor. Este é um fator importante na altura em que se faz a avaliação da vibração de um equipamento. A localização do nível de vibração máximo não pode estar próxima da fonte de vibração.

3.5 Ressonância

A ressonância é um estado de operação em que uma frequência de excitação se encontra próxima de uma frequência natural da estrutura da máquina (Glen, 1997). Para determinar se uma máquina tem ressonâncias relevantes, podem ser realizados testes com o objetivo de as detetar:

- O teste de impacto: efetua-se este teste através do uso de um martelo de impacto, que aplica uma força proporcional à sua massa e velocidade de impacto, e que é medida através de um transdutor de força interno. Se existir ressonância, a vibração da máquina irá ocorrer à frequência natural.
- Arranque e rotação livre: a máquina é ligada e desligada, enquanto que os dados de vibração e rotação (através de um tacómetro, por exemplo) são gravados. A forma de onda indicará um máximo quando a rotação iguala a frequência natural.
- Teste de velocidade variável: numa máquina em que a velocidade pode variar, é feita a variação de velocidade, ao mesmo tempo que os dados de vibração são guardados, bem como a velocidade de rotação. Os resultados serão interpretados da mesma maneira que o teste anterior.

4. Processamento do sinal

Neste capítulo são expostos e descritos alguns métodos de medição das vibrações e são apresentados alguns equipamentos e tipos de transdutores utilizados na recolha de dados. Por fim, serão apontados alguns tipos de falhas e como se manifestam no espectro de frequências.

4.1 Gráficos em domínio do tempo

Nos gráficos em domínio do tempo, uma onda é um sinal em domínio do tempo. No fundo, neste tipo de gráfico é possível visualizar (i) a amplitude do deslocamento, (ii) velocidade ou (iii) aceleração em função do tempo.

Os dados recolhidos no domínio do tempo apresentam a amplitude no eixo vertical (eixo Y) e o tempo no eixo horizontal (eixo X). Este tipo de representação gráfica mostra a soma de todas as componentes de vibração presentes no equipamento e estrutura em que este está instalado.

As curvas no tempo incluem todas as componentes da frequência, sendo que, neste caso, é difícil isolar as componentes individuais comparativamente a um gráfico em domínio da frequência. A figura que se segue (figura 4.1) ilustra um gráfico em domínio do tempo.

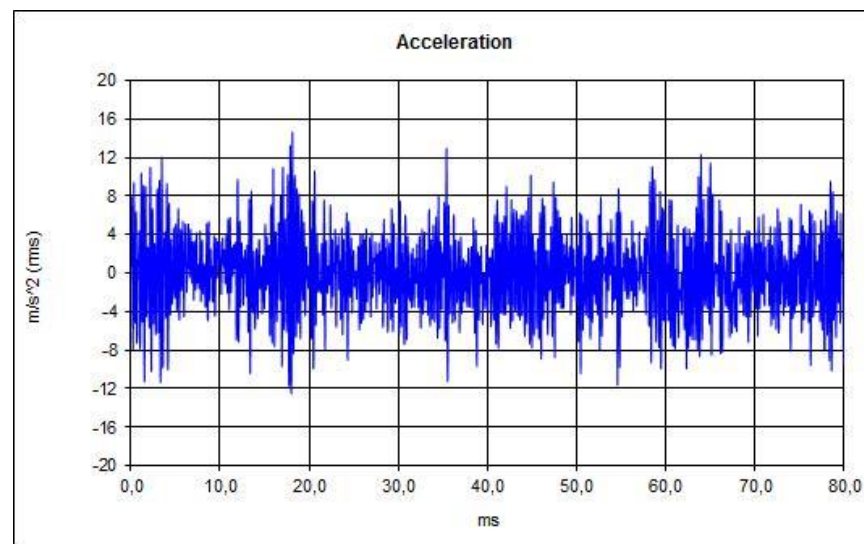


Figura 4.1 – Gráfico em domínio do tempo

Num gráfico em domínio do tempo, é necessário separar manualmente as frequências individuais e os eventos que estão presentes na onda complexa. Uma vez que existem múltiplas frequências sobrepostas, a análise a partir deste tipo de gráfico é uma tarefa complicada.

Quando é feita a análise de vibrações, através de um gráfico deste tipo, é necessário alterar a escala do tempo para que se possa obter as curvas de frequência. Só desta forma se consegue medir os intervalos de tempo de cada frequência e torna possível isolar cada uma das frequências que faz parte da assinatura de vibração.

Geralmente, este tipo de gráficos mostra um curto intervalo de tempo, sendo que habitual é ajustar o eixo do tempo para que compreenda 5 a 7 rotações do veio. Este tipo de gráfico demonstra-se pouco efetivo para rotinas de análise de vibração, visto que requer algum tempo para tratamento dos dados. É bastante usual utilizar-se os gráficos em domínio do tempo quando se pretende comparar o gráfico da máquina em análise com uma máquina semelhante que possua um defeito similar.

4.2 Espectros FFT

Todas as máquinas produzem sinais como resultado das suas ações, seja através do seu movimento físico ou movimento de rotação. Na grande maioria estes sinais são recebidos como correntes elétricas alternadas, compreendendo uma mistura de diferentes magnitudes, frequências e relações de fase. Estes sinais, em tempo, são relevantes no diagnóstico da condição de um equipamento, contudo como mencionado no ponto 4.1 estes são bastante complexos e raramente conseguem fornecer alguma informação sem que primeiro se decomponha todas as componentes em frequência.

O espectro FFT é um gráfico de amplitude em função da frequência. É gerado a partir de um gráfico em tempo usando um princípio matemático chamado “*Fast Fourier Transform*”, ou FFT (Vishwakarma, Purohit, V.Harshlata, & P.Rajput, 2017).

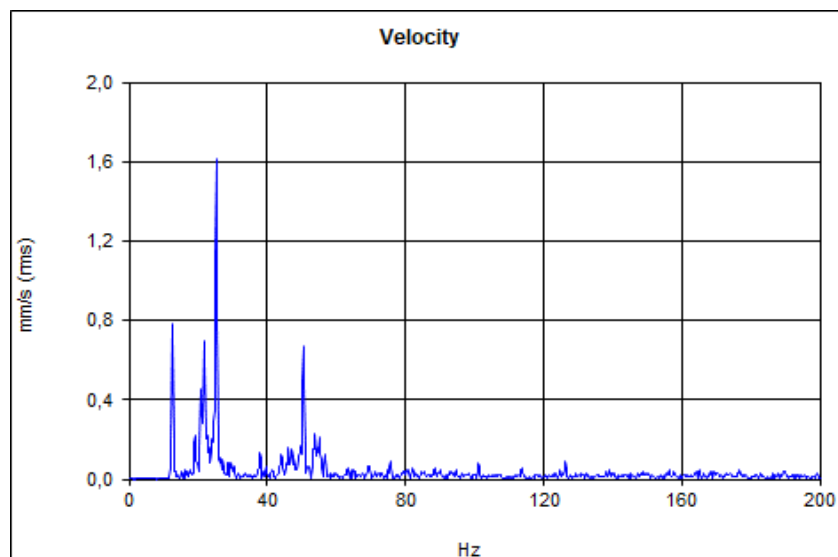


Figura 4.2 - Espectro FFT

A maioria das falhas em máquinas rotativas surge numa componente de frequência associada à velocidade de rotação. Desta forma, é importante mostrar e analisar o espectro da vibração.

Este tipo de gráficos elimina a tarefa de isolar cada componente que faz parte da curva de vibração em tempo. Através do processo de Transformadas Rápidas de Fourier, a curva em tempo é convertida numa série de componentes de frequências (ver figura 4.2).

No gráfico de domínio em frequências, o eixo do X diz respeito à frequência e o eixo do Y à amplitude do deslocamento, velocidade ou aceleração.

4.2.1 Transformadas de Fourier

A forma de se converter uma onda de vibração em função do tempo para frequências discretas, ou bandas de frequências, é através da aplicação das transformadas de Fourier (ISO 13373-2).

As transformadas de Fourier são uma técnica matemática que identifica a senoide das componentes que compõem o sinal de vibração total. Um conjunto de ondas sinusoidais, em que cada uma possui uma amplitude e frequência diferente, quando somadas são iguais a uma onda resultante. A Figura 4.3 ajuda a entender melhor esta técnica.

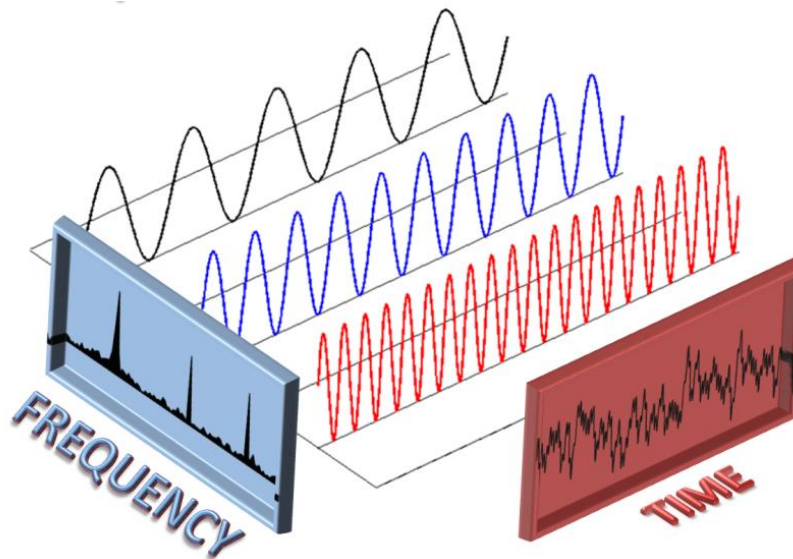


Figura 4.3 – Transformadas de Fourier. Fonte: (Neto, 2013)

A forma mais comum de analisar e processar o sinal é através da transformada Rápida de Fourier (FFT), que foi desenvolvida para executar os cálculos da Transformadas de Fourier de uma maneira mais rápida. Esta técnica é bastante utilizada nos analisadores de vibração.

4.2.2 Resolução espectral

Existem vários fatores a ter em consideração quando se está a configurar um analisador FFT para converter uma onda em tempo num espectro tipo FFT ou vice versa. Um dos fatores a ter em consideração é o número de linhas. Este parâmetro determina quantos valores de amplitude irá o gráfico FFT apresentar. Outro parâmetro igualmente importante, é o valor da máxima frequência, $F_{m\acute{a}x}$, que aparece no gráfico FFT. Estes dois parâmetros funcionam em conjunto e determinam a resolução do espectro, da seguinte forma (SKF Reliability Systems, 2004):

$$Resolução\ do\ espectro = \frac{F_{m\acute{a}x}}{Número\ de\ linhas} \quad (4.1)$$

Deve-se ter em conta que uma maior resolução, apesar de trazer resultados mais exatos, faz com que o cálculo FFT demore mais tempo, atrasando desta forma a recolha das medições.

4.3 Medições de Níveis Globais

4.3.1 Valor RMS

O nível global de vibração é considerado um parâmetro aceitável quando se quer diagnosticar a condição geral de uma máquina e é bastante utilizado para se ter uma primeira impressão do estado geral do equipamento (Alves, Brito, Filho, & Brito, 2011).

Uma das técnicas bastante utilizadas para indústria é o valor RMS (Almeida, Vicente, & Padovese, 2002) O valor de RMS permite que a detecção de vibrações anómalas na maioria dos casos. De modo a possibilitar a contabilização de valores negativos de velocidade é indispensável a utilização do valor médio quadrático, como sugere a equação que se segue (Lebold, McClintic, Campbell, Byington, & Maynard, 2000):

$$X_{Rms} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{i=N} x_i^2} \quad (4.2)$$

4.3.2 Fator de Crista

A maneira mais simples de medir defeitos em domínio do tempo é utilizando o RMS. Contudo, o valor de RMS poderá não apresentar alterações significativas nos estágios iniciais de defeitos em rolamentos ou engrenagens. A melhor medição é através do fator de crista que define o rácio entre o valor de pico e o valor eficaz. Numa onda sinusoidal perfeita, o fator de crista será de 1,414 e quanto mais distorcida, maior o fator de crista. Logo, picos no sinal vão resultar num aumento do valor do fator de crista.

Os valores normais do fator de crista podem ir de 2 a 6. Valores acima de 6 estão geralmente associado a problemas na máquina (Lebold, McClintic, Campbell, Byington, & Maynard, 2000).

Através da equação (4.3) é possível ficar a conhecer o fator de crista.

$$Fator\ de\ Crista = \frac{Valor\ pico}{Valor\ RMS} \quad (4.3)$$

Na Figura 4.4 é possível observar a onda de vibração num rolamento. Na situação a) é possível concluir que o rolamento se encontra em bom estado, uma vez que o fator de crista apresentado é de baixo valor. Já no caso b) verifica-se que, o rolamento apresenta um defeito pois o fator de crista é elevado. Como se pode ainda apurar, o valor RMS não sofreu alterações significativas de uma situação para a outra.

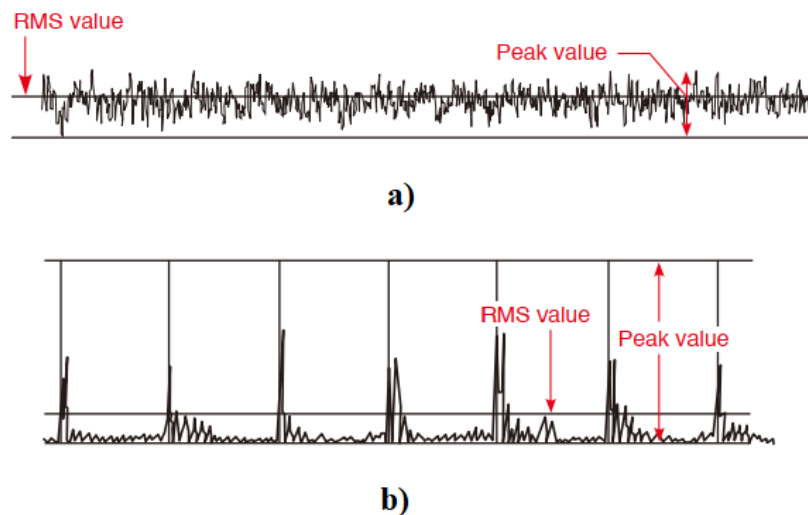


Figura 4.4 – Comparação do fator de crista. Fonte: (RION, n.d.)

4.4 Análise de Fase

Na análise de vibrações, a diferença de fases entre duas ondas é bastante utilizada para diagnosticar defeitos em diferentes máquinas.

4.4.1 Equipamentos de medição da fase

Na medição da fase deve ter-se em consideração que os instrumentos devem ser utilizados em conjunto com o analisador. O analisador capta a forma de onda e os instrumentos conseguem captar a fase e a velocidade de rotação. Aqui vão ser abordados os seguintes equipamentos:

- Estroboscópio
- Analisadores de dois canais
- Foto células (foto tacómetros)

4.4.1.1 Estroboscópio

Uma lâmpada estroboscópica com a funcionalidade adicional para a análise de fases, possibilita um diagnóstico mais preciso do problema. Estas emitem uma luz de alta intensidade com uma determinada frequência. Cada *flash* é lançado quando um sinal de disparo (*trigger*) aciona o mecanismo do disparador. Na Figura 4.5 é apresentado um exemplo de uma lâmpada estroboscópica.



Figura 4.5 – Estroboscópio. Fonte: (Monarch Instrument, 2009)

Para se obter a leitura de fase, deve começar por ser feita uma marca de referência no veio. Na parte fixa, como a tampa da chumaceira, devem ser marcados vários pontos como que uma escala angular, com marcas de 0° a 360°. A numeração deve ser feita na direção da rotação do veio.

Na altura que se for efetuar as medições, a lâmpada estroboscópica deve ser apontada para a marca feita no veio, sincronizando o estroboscópio para 1X rpm. É importante que a lâmpada permaneça na mesma posição, podendo ser fixada com o auxílio de um tripé.

A luz intermitente da lâmpada fará com que a marca apareça no veio como que estacionária. Ao sincronizar a lâmpada, esta vai estar a comunicar ao analisador a que frequência irá medir a fase, sendo que até aqui, a lâmpada estroboscópica está a ser acionada por um *trigger* interno, ou mesmo através do analisador. É necessário ativar um *switch* no analisador ou na lâmpada que vai alterar a forma como o estroboscópio está a ser ativado (*triggered*).

Assim que o *switch* é ativado, a lâmpada deixa de usar o *trigger* interno e passa a utilizar a sinusoide da vibração detetada. Desta forma, sempre que um pico no sinal é detetado

pelo analisador, será passada a informação ao estroboscópio que este deve emitir um *flash* à frequência da vibração. A posição angular a que a marca aparece “congelada” deve ser registrada.

De seguida, o sensor de vibração deve ser fixado numa outra posição. O estroboscópio será novamente acionado pela 1X. A marca de referência irá ser vista na mesma ou em outra posição angular. A diferença de fases entre as duas posições onde foram colocados os sensores será dada pela diferença da posição angular da marca observada e o estroboscópio.

4.4.1.2 Analisadores de dois canais

A análise de fase através de analisadores multicanal (com pelo menos dois canais) consiste em realizar pelo menos duas leituras de vibração com dois sensores em simultâneo e comparar as suas formas de onda. Esta comparação vai indicar a fase de uma das medições em relação à outra. Colocando um sensor num ponto da máquina e outro sensor em posições sequenciais de interesse, é possível obter as leituras de fase relativamente ao sensor que está fixo. Na figura abaixo, é possível visualizar um analisador multicanal (Figura 4.6).



Figura 4.6 – Analisador SKF Microlog GX-CMXA 75. Fonte: (SKF, 2018)

Em comparação com o método apresentado anteriormente, os analisadores multicanal além de uma maior rapidez na recolha de dados, apresentam diferenças de fase bastante precisas. Possuem também a vantagem de fornecer diferenças de fase em qualquer frequência.

4.4.1.3 Foto tacómetros

À semelhança da lâmpada estroboscópica, para que se consiga efetuar a análise de fase com o auxílio de um tacómetro, é necessário um analisador de um canal e um sensor de vibrações. Também é preciso fazer uma marca no veio. A recolha das medições é efetuada de forma similar à da lâmpada estroboscópica.

Na imagem que se segue (Figura 4.7) é possível entender como é realizada a medição da fase e como interpretá-la.

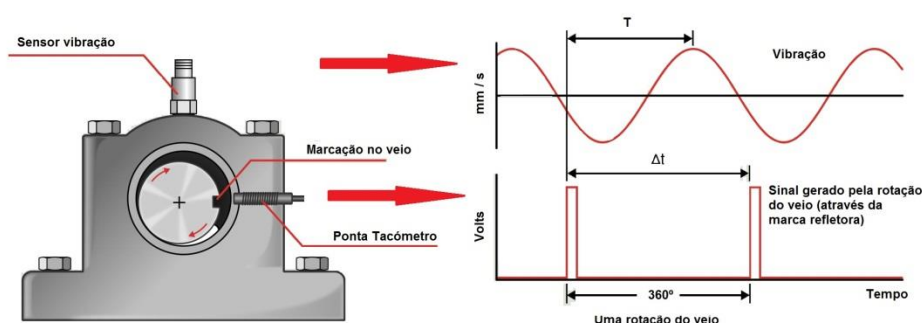


Figura 4.7 – Medição de fase através de uma marca no veio. Fonte: (Fernandez, 2017)

A fase é calculada de acordo com a seguinte fórmula:

$$Fase = 360 \times \frac{\Delta t}{T} \quad (4.4)$$

A vantagem do tacómetro ótico é a fiabilidade, repetibilidade e rapidez na realização das leituras.

4.5 Técnica de Envelope e demodulação

Esta técnica de análise de vibrações é muito usada na deteção de falhas nos rolamentos e caixas de velocidades (engrenagens). É um método que se centraliza na zona de altas frequências do espectro. Através de um filtro *high-pass* (permite altas frequências e bloqueia as baixas), o analisador amplia os dados de alta frequência. O analisador tenta captar alguns

picos que de outra forma seriam perdidos no ruído de fundo de um espectro de banda estreito. Segundo (Howieson, 2003), este ruído de fundo é por vezes chamado de *carpet* – em português relva, que não são mais do que pequenas amplitudes em toda a faixa do espectro.

De forma a perceber melhor o conceito de envelope e demodulação, segue-se um exemplo de um defeito num rolamento, na pista exterior (ver Figura 4.8).

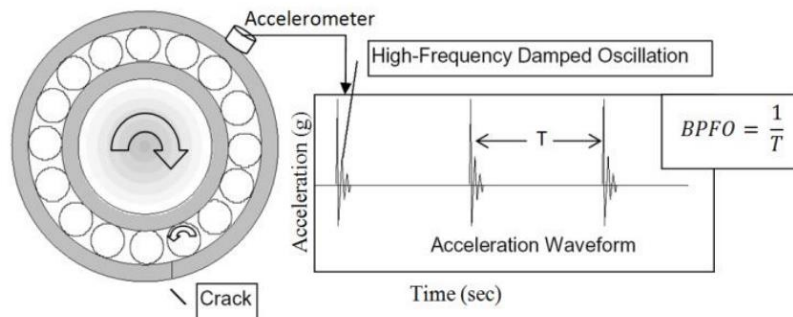


Figura 4.8 – Fissura na pista exterior do rolamento. Fonte: (Tyagi & Panigrahi, 2017)

Sempre que uma esfera passar sobre a fissura vai gerar um impacto. Os impactos são muito pequenos em comparação com a vibração de funcionamento subjacente, contudo são vários por cada rotação do veio. Dependendo da geometria interna do rolamento e do número de elementos podem existir aproximadamente 6 a 10 impactos numa única rotação do eixo. Os impactos causam excitação de ressonâncias estruturais no rolamento e no alojamento. Caso o BPFO (*outer race failing frequency* – Defeito no anel externo) do rolamento for 6.3, ou por outras palavras que 6.3 esferas passam sobre o defeito por rotação do veio, quer dizer que são gerados 6.3 impactos por rotação. Se o veio estiver a rodar a 1.000 rpm o que pode ser visto é um pico aos 105Hz (6.300 cpm) no gráfico FFT. Este pico pode ser visível num FFT normal, contudo como é de pequena amplitude e está localizado na gama de baixas frequências, pode ser difícil detetar a sua localização. Por este motivo é que se faz uso da técnica de envelope.

Para além do pico aos 105Hz, há algo mais acontecer. Cada impacto gerado pela passagem de uma esfera pelo defeito, vai excitar frequências de ressonância (alta frequência) da estrutura do equipamento onde o rolamento está montado. Este fenómeno pode ser comparado com o tocar de um sino com um martelo próprio. A cada toque, o que se vai ouvir são dois tipos de som. Um é da frequência do martelo e o outro é o som do sino. O som do

toque é a ressonância do sino, que é basicamente uma vibração de alta frequência e pode ser comparado à ressonância dos elementos do rolamento.

No instante a que se dá o impacto da esfera com o defeito no rolamento, a amplitude de vibração atinge um valor máximo, começando posteriormente a decrescer até que ocorre o impacto da esfera seguinte. Este fenómeno de variação da amplitude no tempo é designado por modulação de amplitude, onde a frequência de ressonância da estrutura é definida como portadora e a respetiva frequência de defeito como moduladora. Na Figura 4.9 é possível observar um exemplo da forma de onda com amplitude modulada.

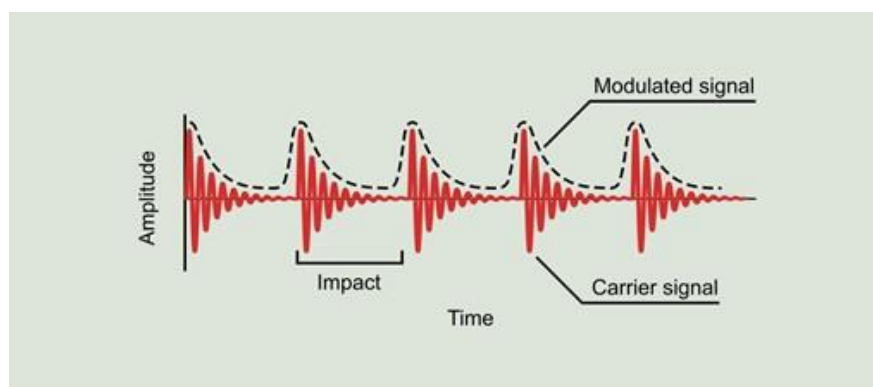


Figura 4.9 – Forma de onda com amplitude modulada típica de um rolamento defeituoso (Fernandez, 2017)

O processo de demodulação consiste em obter, a partir do sinal a vermelho da Figura 4.9, um novo sinal contendo apenas o sinal modelado, que na mesma figura está representado com um traço descontinuo.

O princípio de funcionamento de um equipamento de tratamento de sinal analógico está representado na Figura 4.10.

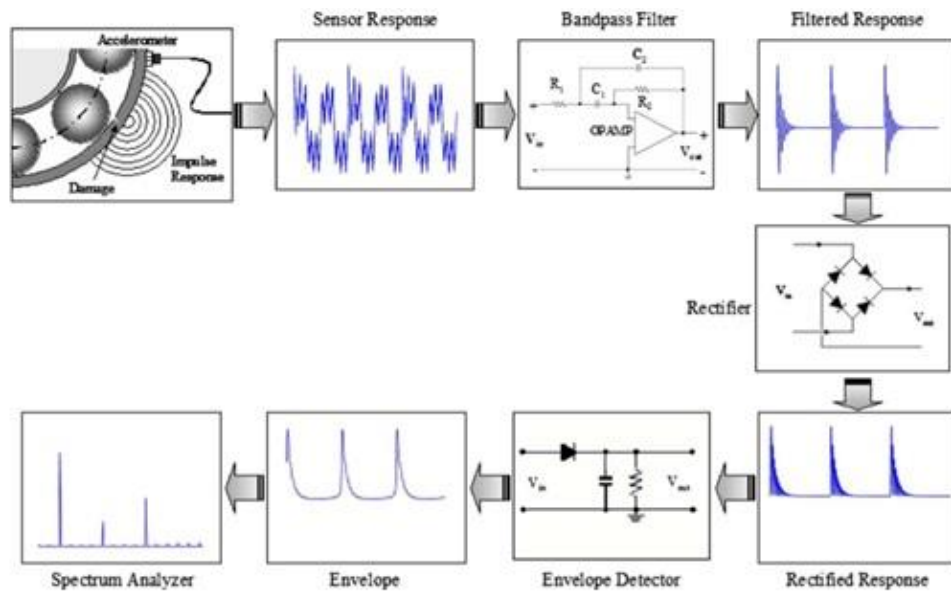


Figura 4.10 – Esquema de tratamento de sinais da técnica envelope

A vibração medida pelo sensor passa primeiro por um filtro analógico para isolar o impulso excitado pelo defeito do rolamento. O sinal filtrado passa posteriormente por um retificador para inverter a metade negativa do sinal para o lado positivo. O sinal retificado segue por um detetor envelope para identificar o envelope do sinal. Aplicando o FFT ao sinal envelope vai surgir a frequência e amplitude, que são unicamente associada ao defeito do rolamento.

Hoje em dia, com a evolução da tecnologia e desenvolvimento de conversores analógico para digital (A/D), a detecção de defeitos nos rolamentos simplificou-se. Os aparelhos analógicos, como o descrito anteriormente, podem ser substituídos por equipamentos com técnicas de processamento de sinal digitais, o que melhora a precisão e fiabilidade da detecção de defeitos. Nestes aparelhos, o sinal é numa primeira fase digitalizado através de um conversor A/D de alta velocidade. Este conversor é de especial importância pois assegura que os dados da vibração digitalizada contenham as respostas da ressonância de baixa amplitude e alta frequência excitada pelo impacto da esfera no defeito do rolamento.

Os dados digitais são, posteriormente, passados por um filtro *band-pass* para isolar a resposta da ressonância excitada pelo defeito. Segue-se o algoritmo de detecção de envelope para detetar o envelope dos dados filtrados. No domínio digital, este processo pode ser alcançado pela transformada de Hilbert, que está relacionada com o FFT. Na figura 4.9 é possível verificar todo o processo da técnica de envelope.

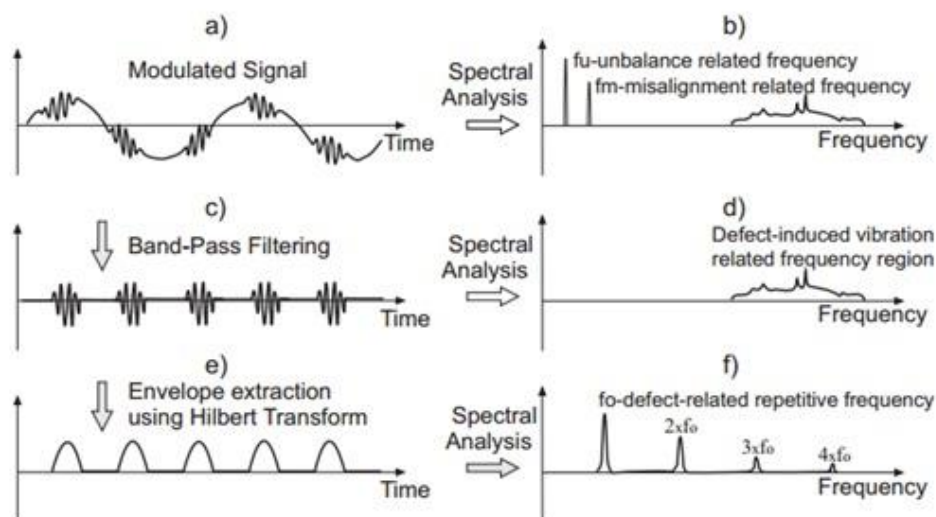


Figura 4.11 – Procedimento de análise de envelope (Slavic, Brkovic, & Boltezar, 2011)

Existem quatro técnicas principais de envelope/demodulação disponíveis no mercado e são conhecidas por:

- PeakVue, da Computational Systems Incorporated (CSI);
- Spike Energy (gSE), da Enterk IRD International Corporation;
- Spectral Emission Energy (SEE), da SKF;
- Shock Pulse Method, da SPM Instruments.

4.6 Transdutores

Um transdutor é um equipamento que é capaz de detetar uma magnitude física e convertê-la num sinal de saída elétrico, que é proporcional a uma medida variável. Este pode converter, por exemplo, uma magnitude física, como vibração, temperatura, pressão, velocidade, entre outros, num sinal elétrico normalizado. Os transdutores de vibração são também conhecidos como sensores, detetores, captadores ou sondas. O equipamento que se utiliza para recolher os dados é crítico e determina a qualidade de um programa de manutenção preditiva. A eficácia assim como o uso e montagem determinam a validade dos dados obtidos. Existem três tipos de transdutores que podem ser utilizados (Glen, 1997):

- Transdutores de deslocamento, que utilizam as correntes de Foucault;
- Transdutores de velocidade, que se baseiam em induções eletromagnéticas;

- Acelerómetros, baseados no princípio piezoelétrico.

4.6.1 Transdutores de deslocamento

Os transdutores de deslocamento sem contacto funcionam com base no princípio das correntes parasitas, onde a voltagem é proporcional à abertura. São destinados para medir o movimento ou deslocamento de um veio de uma máquina relativamente ao transdutor.

É emitida uma frequência de aproximadamente 2,2MHz gerada por um oscilador que será transmitida através do cabo. Esta excitação por sua vez vai produzir um campo magnético que vai ser enviado pela ponta do transdutor.

Quando a ponta do transdutor se aproxima de um material condutivo, as correntes parasitas induzem-se na superfície do material. Este por sua vez vai absorver parte da energia da excitação do transdutor e reduzir o sinal. Desta forma, quando a distância da ponta do transdutor à superfície do material varia, é gerada uma tensão à saída do oscilador-demodulador, o qual varia proporcionalmente com a distância entre a ponta do transdutor e o material.

Os dados são normalmente obtidos de pico a pico em mm. Este equipamento deve ser montado firmemente na estrutura.

A gama de frequências para as pontas de deslocamento vai desde 10 a 1000 Hz, ou 600 a 6000 rpm. Componentes frequência acima ou abaixo desta gama ficam distorcidas, o que torna os dados pouco fiáveis.

A maior desvantagem deste tipo de transdutor é o custo. Assumindo que cada máquina tem em média 10 pontos de medição, este tipo de solução torna-se cara. O que as empresas optam muitas vezes por fazer é decidir os pontos estratégicos onde colocar as pontas de deslocamento e medir os outros pontos com um aparelho comum.

4.6.2 Transdutores de velocidade

Os transdutores de velocidade foram os primeiros a serem utilizados na medição de vibrações em máquinas rotativas. São sensores sensíveis e não requerem fontes de alimentação para gerar um sinal. A sua impedância de saída é baixa.

Os transdutores de velocidade são sensores eletromecânicos. Ao contrário das pontas de deslocamento, estes medem a taxa de deslocamento em vez da distância de deslocamento. Este tipo de transdutores são constituídos por quatro elementos: (i) um íman permanente, (ii) molas de suspensão, (iii) uma bobina e (iv) a carcaça.

Quando se aplica uma vibração a um transdutor de velocidade, o campo magnético é cortado pela bobina, gerando uma corrente proporcional à velocidade da vibração. A velocidade é normalmente expressa em polegadas por segundo ou mm/s pico. A gama de vibração destes equipamentos é na ordem dos 10 a 1000 Hz como no equipamento anterior.

A maior desvantagem deste equipamento, é a questão da sensibilidade à temperatura e danos mecânicos. O seu uso normal pode causar uma perda de calibração, e aconselha-se a cada seis meses que o aparelho seja calibrado.

4.6.3 Transdutores de aceleração – Acelerómetros

Os transdutores de aceleração são normalmente conhecidos como acelerómetros. Estes são compostos por um cristal piezoelétrico ligado a uma massa sísmica. Na Figura 4.12 está ilustrado um acelerómetro bem como a sua constituição.

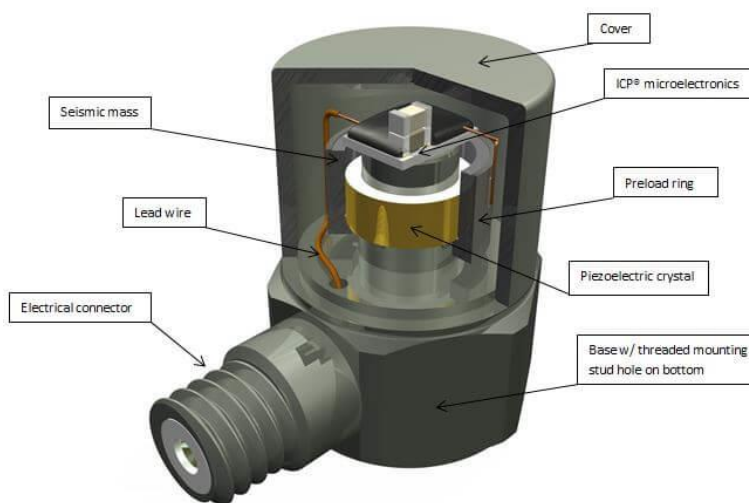


Figure 1: Typical ICP® Accelerometer

Figura 4.12 – Acelerómetro. Fonte: (PCB Piezotronics, n.d.)

Quando o acelerómetro é sujeito a uma aceleração, a massa exerce por inércia uma força no cristal, sendo que, a diferença de potencial que surge aos terminais do cristal é proporcional á aceleração obtida, sendo esta a aceleração absoluta do movimento. Os equipamentos mais recentes permitem através deste sensor não só medir a aceleração, mas também velocidade e deslocamento.

A frequência natural destes dispositivos pode ser superior a 5 kHz, de modo que eles podem ser utilizados para medições de vibração e de choque.

Os parâmetros típicos fornecidos pelo fabricante do equipamento são:

1. Sensibilidade (*Sensitivity*)
2. Intervalo dinâmico (*Dynamic Range*)
3. Resolução (*Resolution*)
4. Linearidade (*linearity*)
5. Desvio do zero e desvio da escala total (*zero drift and full-scale drift*)
6. Escala frequência úteis (*Useful frequency range*)
7. Largura de Banda (*bandwidth*)
8. Impedância de entrada e de saída (*Input and output impedances*)

A sensibilidade de um transdutor é calculada através da magnitude (pico, RMS, etc.) dos sinais de saída de um amplificador de carga, sinal em tensão, e a amplitude da aceleração (Sequeira, 2013). É um dos parâmetros mais importantes a ter em conta na altura que se pretende adquirir um acelerómetro. Esta descreve a relação entre vibração e tensão. É apresentada em mV, por G (ou ms^{-2}). Por exemplo, se a sensibilidade de um acelerómetro for 100mV/ms^{-2} e o sinal medido de 10ms^{-2} , a saída é de 1V.

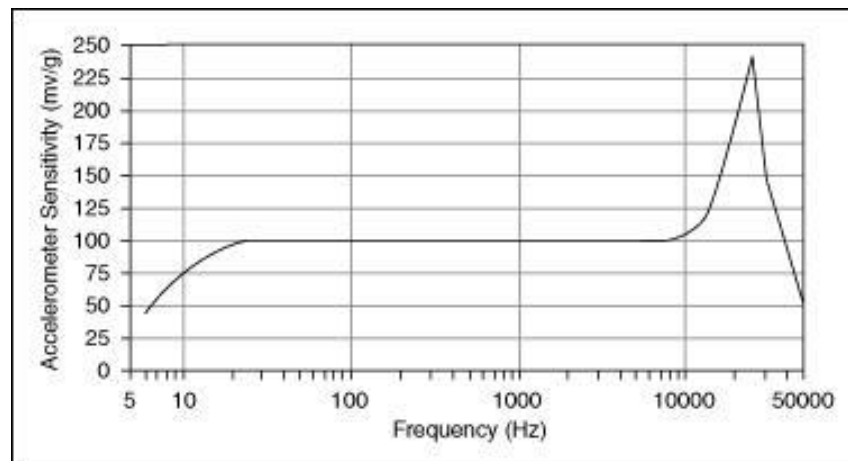


Figura 4.13 – Sensibilidade de um acelerómetro. Fonte: (National Instruments, 2019)

4.7 Diagnóstico de falhas

4.7.1 Desequilíbrio

Este tipo de anomalia é um dos mais comuns nas máquinas rotativas. Quando os componentes de uma máquina rotativa giram em torno de um eixo de rotação que não coincide com o eixo principal de inércia, dá-se o desequilíbrio. Este tipo de anomalia também se pode definir por uma distribuição desigual de uma massa em torno de um eixo de rotação.

Existem três tipos de desequilíbrio que podem ser encontrados nas máquinas, contudo, para que se possa entender cada um deles deve-se ter em conta a seguinte terminologia.

- Eixo de rotação que é definido como o eixo sobre o qual o rotor deve rodar se não for condicionado pelos seus rolamentos. Também conhecido como o *principle inertia axis* (PIA), ou em português eixo principal de inércia.
- Eixo do centro geométrico que se define como a linha física do rotor (GCL *geometric centerline*).

Se as duas linhas acima forem coincidentes, então o rotor estará num estado de equilíbrio. Caso exista diferença entre estas duas, então o rotor estará em desequilíbrio. Neste caso poderá encontrar-se num dos seguintes casos:

- Desequilíbrio estático (eixo de rotação e centro geométrico são paralelos)
- Desequilíbrio de momento (os dois eixos interseitam-se no centro)
- Desequilíbrio dinâmico (os dois eixos não são paralelos nem se interseitam no centro).

Num gráfico tipo FFT, o que pode ser visto quando se está perante um desequilíbrio será algo como mostra a Figura 4.14.

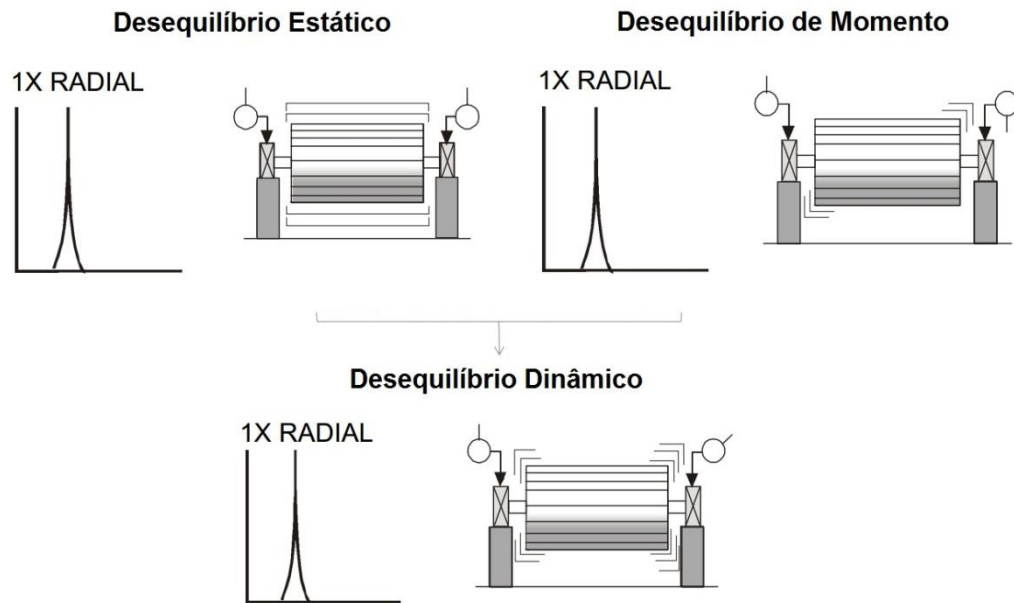


Figura 4.14 – Espectros típicos de desequilíbrios. Adaptado de (Berry, 2002)

Para qualquer um dos possíveis casos de desequilíbrio, o espectro FFT vai mostrar uma frequência de vibração em 1X. A amplitude da vibração à frequência 1X vai variar proporcionalmente ao quadrado da velocidade de rotação.

4.7.2 Desalinhamento

À semelhança do desequilíbrio, o desalinhamento é também um problema que ocorre em muitas máquinas. Esta condição gera altos valores de vibração que provocam falhas prematuras nos vários componentes da máquina (Mobius Institute, 2012).

A vibração é sensível ao nível de desalinhamento, sendo que este nível não é diretamente proporcional ao grau do desalinhamento.

As principais características de um desalinhamento são:

- Gerar danos ao acoplamento, bem como a outros componentes das máquinas, como rolamentos, engrenagens, polias, etc.
- Gerar vibração tanto na direção axial como radial, ao contrário do desequilíbrio que na maioria dos casos gera apenas vibração radiais.
- É possível que uma máquina esteja alinhada na direção horizontal, mas que tenha um desalinhamento no eixo vertical, o que vai provocar maior vibração neste sentido.

Contudo nem todos os casos são iguais, podendo a máquina apresentar um desalinhamento no eixo horizontal e ter maior amplitude de vibração na vertical.

- Muitas vezes o desalinhamento gera uma vibração 2X maior que o normal. A presença desta harmónica é originada pela rigidez assimétrica na máquina e nos seus apoios ou acoplamento. Por outras palavras é dizer que existe uma grande diferença na rigidez na zona dos apoios e mesmo no próprio acoplamento, o que pode permitir um movimento de oscilatório a cada rotação, gerando a componente de vibração a 2X.

Ainda que o desalinhamento seja a principal causa da vibração axial, existem outras fontes que podem gerar a vibração axial, tais como:

- Eixos empenados
- Eixos em ressonância
- Rolamentos desalinhados em relação ao eixo
- Ressonância de componentes na direção axial
- Engrenagens helicoidais ou cónicas com desgaste.

Existem três tipos de desalinhamento: (i) angular, (ii) paralela e (iii) combinada. Existe ainda o desalinhamento de rolamentos no seu eixo.

4.7.2.1 Desalinhamento angular

Como mostra a figura abaixo (Figura 4.15), quando se está perante um desalinhamento angular os eixos da máquina condutora e da máquina conduzida intercetam-se ou encontram-se a um determinado ângulo, induzindo forças de flexão no eixo.

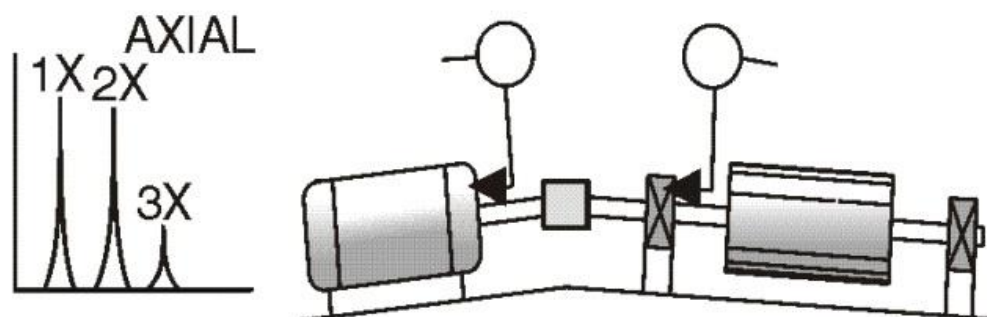


Figura 4.15 – Espectro típico de desalinhamento angular. Fonte: (Berry, 2002)

Este tipo de desalinhamento caracteriza-se pela elevada vibração axial sobretudo a 1X, 2X e 3X. Quando a amplitude a 2X ou 3X excede 30% a 50% da amplitude a 1X na direção axial, costuma diagnosticar-se como desalinhamento angular. A melhor maneira de detetar este tipo de desalinhamento é através da análise de fases, como se pode verificar na figura anterior. Se de um lado os rolamentos movem-se num sentido e do outro lado movem-se no sentido oposto, é bastante provável que se esteja perante um desalinhamento angular

4.7.2.2 Desalinhamento paralelo

O desalinhamento paralelo ocorre quando os centros geométricos de dois eixos são paralelos, ou seja, existe um *offset* entre eles. Os sintomas deste tipo de desalinhamento são similares aos do desalinhamento angular, contudo, neste caso as vibrações radiais têm maior destaque e na segunda ordem, 2X.

À semelhança do desalinhamento angular, a melhor maneira de se diagnosticar se se está ou não perante um desalinhamento paralelo é através de uma análise de fases. Neste caso, o desalinhamento vai provocar uma diferença de fases a 180° na direção radial (sentido horizontal ou vertical). A leitura de fases deve ser feita como mostra a Figura 4.16.

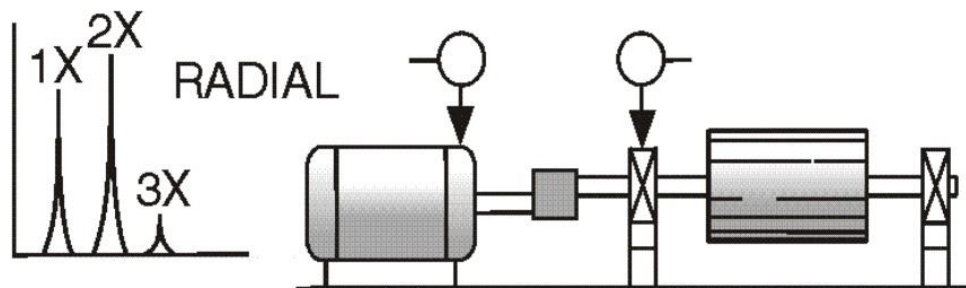


Figura 4.16 - Espectro típico de desalinhamento paralelo. Fonte: (Berry, 2002)

Muitas vezes os rolamentos não estão devidamente montados, o que pode dar origem a um desalinhamento do rolamento em relação ao veio. Este tipo de problema vai gerar vibrações axiais.

Como se pode observar na figura abaixo (Figura 4.17) ao medir a fase na direção axial, em cada um dos quatro pontos, desfasados de 90° entre si, vai ver-se uma diferença de fase de 180° do ponto mais alto para o mais baixo e/ou de um lado para lado, no mesmo rolamento.

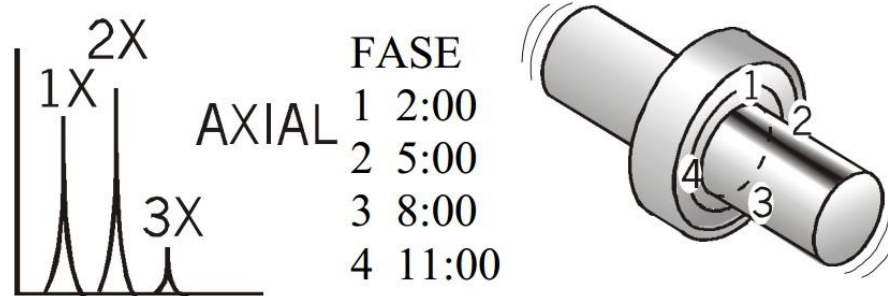


Figura 4.17 - Espectro típico de desalinhamento do rolamento com o veio. Fonte: (Berry, 2002)

Neste caso, um alinhamento do veio não vai resolver a situação, sendo assim necessário substituir o rolamento.

4.7.3 Veio empenado

É considerada uma situação de empeno quando no veio o seu eixo apresenta uma curvatura. Os sintomas de um eixo empenado são similares ao do desequilíbrio e do desalinhamento, uma vez que vão gerar uma componente de vibração na direção axial e radial a cada rotação.

As componentes que normalmente se podem observar são 1X ou 2X a frequência de rotação, dependendo se o empeno se localiza no centro do eixo ou na ponta. Se estiver no centro do eixo, vai gerar uma componente 1X de maior amplitude, se o empeno estiver perto do acoplamento a componente 2X tende a apresentar maior amplitude (Mobius Institute, 2012). Para que se possa fazer a diferenciação entre estas condições, deve ser realizada uma análise de fases.

Os transdutores devem ser colocados como mostra a figura Figura 4.18. Em comparação com o desalinhamento angular, em que se pode observar uma diferença de fases ao longo do veio (Figura 4.15), neste caso a diferença de fases será visível nos dois rolamentos do mesmo veio.

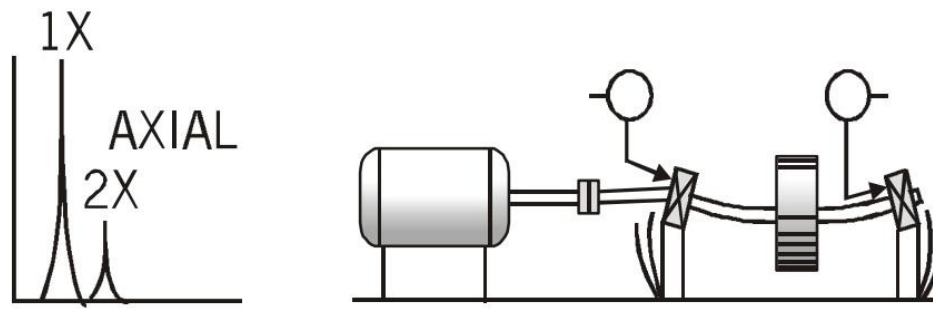


Figura 4.18 - Espectro típico de um empeno no veio. Fonte: (Berry, 2002)

4.7.4 Defeitos nos rolamentos

Os rolamentos são elementos mecânicos que possuem, de forma geral, uma forma cilíndrica e são compostos por vários subelementos. Estes têm como principal função minimizar a atrito entre as peças móveis da máquina e suportar uma carga.

As frequências de falha nos rolamentos são assíncronas à frequência de rotação, ou seja não são múltiplas da velocidade de rotação do eixo (Silveira, Souza, Mendes, & Cavalcanti, 2011). Assim sendo, para que se possa efetuar uma análise de vibrações aos rolamentos é necessário primeiro conhecer qual o rolamento em questão.

Conhecendo o rolamento a analisar é possível determinar as frequências de defeito do mesmo, através das seguintes fórmulas matemáticas (Graney & Starry, 2011):

$$BPFI = \frac{N}{2} \times F \times \left(1 + \frac{B}{P} \cos \theta\right) \quad (4.5)$$

$$BPFO = \frac{N}{2} \times F \times \left(1 - \frac{B}{P} \cos \theta\right) \quad (4.6)$$

$$FTF = \frac{F}{2} \times \left(1 - \frac{B}{P} \cos \theta\right) \quad (4.7)$$

$$BPF = \frac{P}{2B} \times F \times \left[1 - \left(\frac{B}{P} \cos(\theta)\right)^2\right] \quad (4.8)$$

Onde:

- BPFI = Frequência de falha na pista interna (Hz)
- BPFO = Frequência de falha na pista externa (Hz)
- FTF = Frequência de falha na gaiola (Hz)
- BPF = Frequência de falha na esfera (Hz)
- N = Número de esferas ou rolos
- F = Frequência do veio (Hz)
- B = Diâmetro da esfera (mm)
- P = Diâmetro primitivo do rolamento (mm)
- θ = ângulo de contato (°)

4.7.4.1 Etapas de degradação dos rolamentos vs Espetros FFT

Antes de se apresentar cada uma destas fases, deve ter-se em conta que na análise de vibrações de rolamentos, como os defeitos surgem muitas das vezes em altas frequências e com baixas amplitudes, as cartas de severidade ISO são pouco uteis para detetar danos nas etapas iniciais e intermédias. Para analisar os defeitos nos rolamentos deve dar-se maior atenção aos espectros FFT. De acordo com MRA Instrumentação¹, os defeitos nos rolamentos são divididos em quatro zonas:

- Zona A – Frequências da máquina e harmónicas;
- Zona B – Frequências de defeitos dos rolamentos;
- Zona C – Frequências naturais dos elementos que compõem o rolamento
- Zona D – Altas frequências.

A degradação dos rolamentos é progressiva e normalmente caracteriza-se em quatro etapas:

Etapas 1 – Na primeira etapa começam a surgir os primeiros indícios de desgaste no rolamento. Normalmente pode ser observado um aumento da amplitude das vibrações em

¹ MRA Instrumentação – Conceitos Básicos de Medição de Vibrações.

altas frequências - entre 20-60kHz (120-360 kcpm). A Figura 4.19 mostra o espectro típico de um rolamento na zona A.

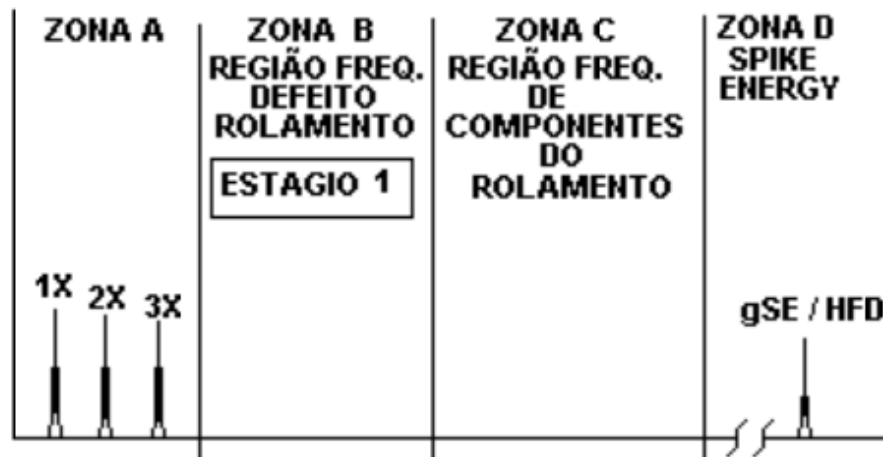


Figura 4.19 – Estágio 1. Fonte: (SKF Reliability Systems, 2004)

Etapa 2 – Nesta etapa, as pistas dos rolamentos começam a apresentar falhas. Sempre que uma esfera passa nesta falha vai gerar uma frequência, normalmente entre 30-120 kcpm, dependendo do rolamento. Numa fase final deste estágio é começa a verificar-se frequências de bandas laterais em redor das frequências naturais dos componentes do rolamento. A Figura 4.20 ilustra a zona B de um rolamento com defeito.

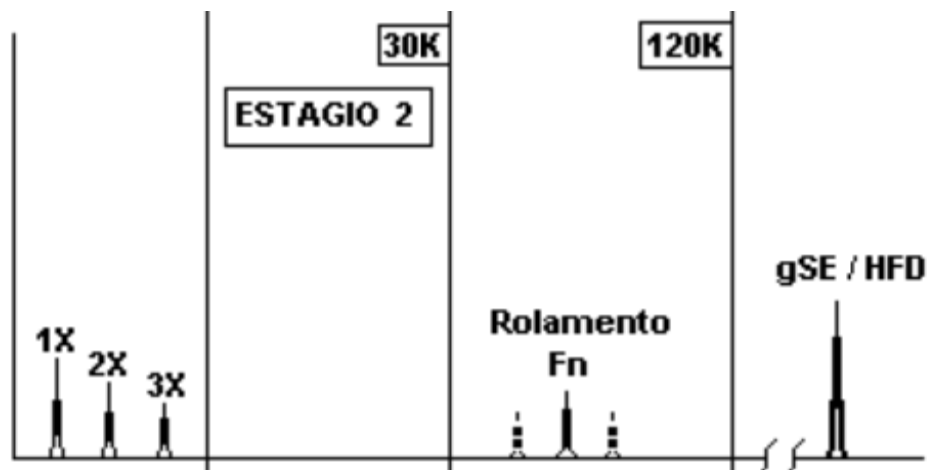


Figura 4.20 – Estágio 2. Fonte: (SKF Reliability Systems, 2004)

Etapa 3 – Com o acentuar da degradação do rolamento, as frequências de defeitos dos rolamentos e seus harmónicos, passam a ser facilmente perceptíveis nos espectros FFT, como

mostra a Figura 4.21. Quanto maior for o número de harmônicos, maior será a condição de degradação do componente. Normalmente é aconselhável que se efetue a substituição do rolamento quando este se encontra nesta etapa.

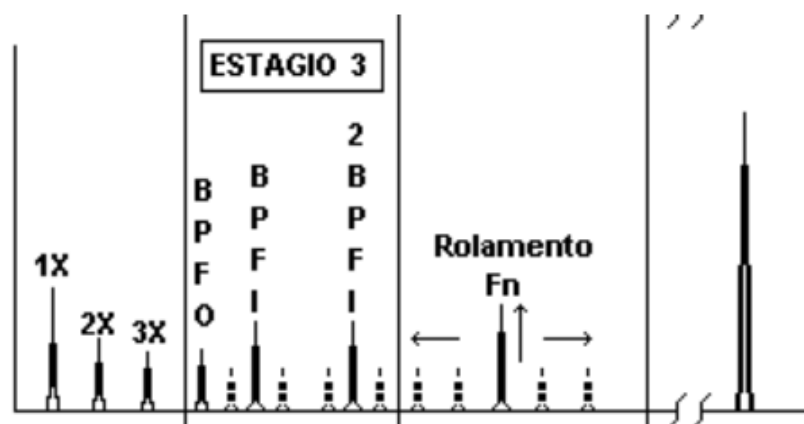


Figura 4.21 – Estágio 3. Fonte: (SKF Reliability Systems, 2004)

Etapa 4 - Na última etapa é onde o rolamento começa a apresentar altos níveis de vibração, o que vai provocar ruído e o seu aquecimento. As frequências de defeitos passam a ser aleatórias.



Figura 4.22 – Estágio 4. Fonte: (SKF Reliability Systems, 2004)

4.7.5 Folgas Mecânicas

As vibrações características de folgas mecânicas não se produzem a menos que existam forças externas que as excitam, como é o caso do desequilíbrio, desalinhamento, etc.

O problema de folgas entre componentes mecânicos pode dar-se em três casos, descritos nas seções seguintes.

4.7.5.1 Folgas internas em rolamentos e o seu alojamento no veio

É normalmente causada por um ajuste incorreto entre os componentes, o que vai originar vários harmónicos visíveis num espectro em FFT, isto porque a resposta dos componentes soltos não é linear. Neste tipo de folgas são visíveis vários sub-harmónicos a $0.5X$ ou $1/3X$ e múltiplas harmónicas que por vezes pode chegar a $10X$ ou $20X$, como mostra a Figura 4.23.

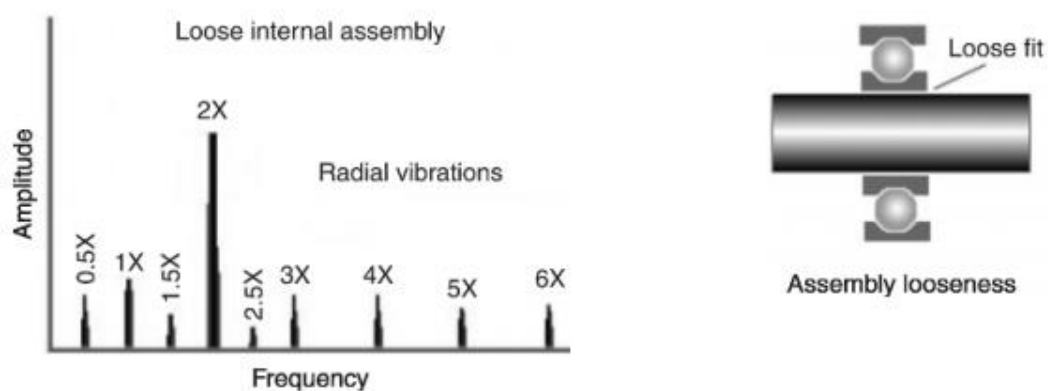


Figura 4.23 – Folgas entre o rolamento e o veio. Fonte: (Girdhar & Scheffer, 2004)

Neste tipo de problemas, as medições de fase são pouco úteis e podem variar bastante de uma medição para a outra. De salientar que, como este tipo de folgas é altamente direcional, as medições podem ser bastantes diferentes quando retiradas de pontos diferentes em torno da chumaceira. Uma diferença de 30° , de uma posição para a outra, pode apresentar grandes diferenças nas leituras.

4.7.5.2 Folgas entre a máquina e a estrutura

Este tipo de folga pode observado nos seguintes casos:

- Fissuras ou fraturas na estrutura
- Folga nos parafusos que fixam a máquina à sua fundação

- Folga nos parafusos das chumaceiras

Carateriza-se por gerar componente 2X a frequência de rotação do eixo, como ilustra a Figura 4.24, e normalmente esta excede em quase 50% a amplitude 1X, na direção radial.

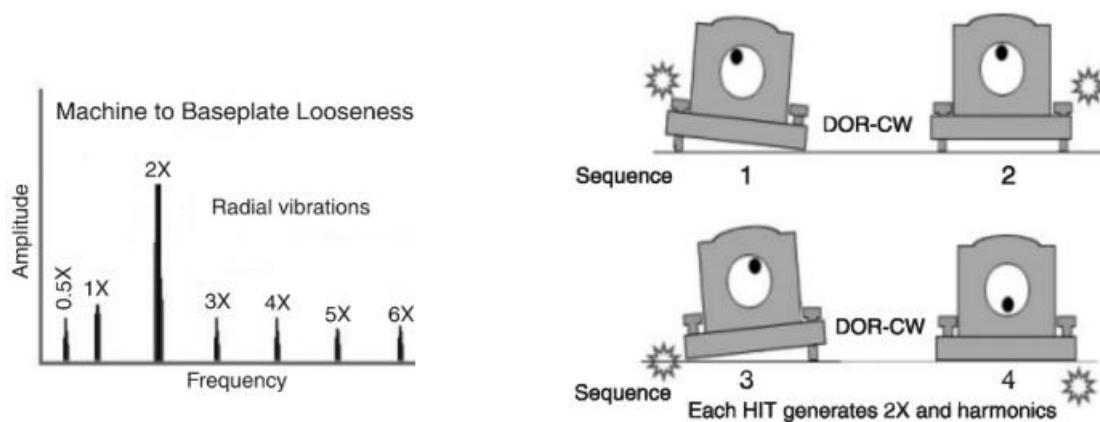


Figura 4.24 – Folgas entre a máquina e a estrutura. Fonte: (Girdhar & Scheffer, 2004)

4.7.5.3 Folgas estruturais

Este problema está associado a folgas estruturais ou fragilidade nos pés da máquina, base ou fundação. Também pode ser consequência dos parafusos com um pouco de folga ou degradação do betão. Neste caso, a análise de fase pode apresentar uma mudança de fase de aproximadamente 180° entre as medições verticais no pé da máquina, placa de base e na própria base.

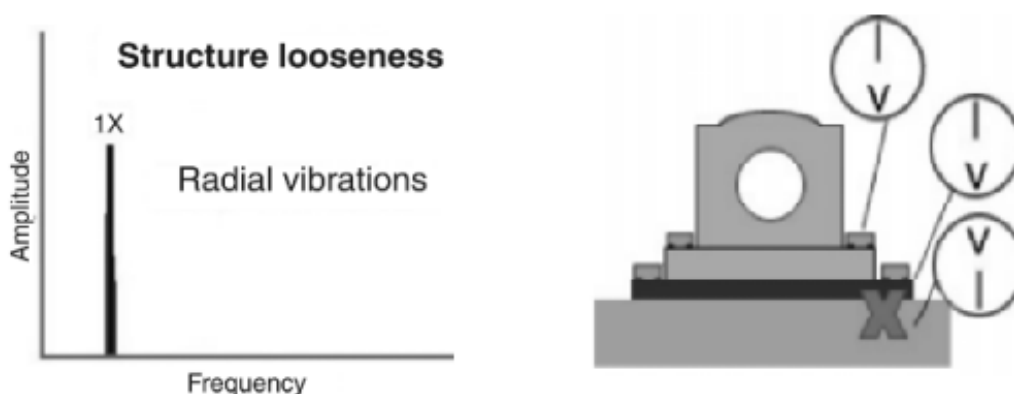


Figura 4.25 – Folgas estruturais. Fonte: (Girdhar & Scheffer, 2004)

5. Caso de estudo

Este caso de estudo tem como objetivo efetuar a medição e análise de vibrações a uma banca de potência do ISEC e demonstrar as vantagens deste tipo de análise. Esta banca surgiu da necessidade de se instalar um sistema de controlo de instrumentação no Laboratório de Máquinas Alternativa (LMA), com o objetivo de se melhorar os diversos testes a MCI (Alves, Fernandes, & Mateus, 2013).

Sabe-se de antemão que esta banca de ensaios nunca foi sujeita a qualquer tipo de análise de vibrações e que não existem registos de manutenções. De referir que na análise efetuada, o freio mecânico nunca foi objeto de estudo, porque se encontrava com alguns problemas técnicos, e para que não prejudicasse as leituras optou-se por não se colocar em funcionamento durante as medições. Desta forma, é importante salientar que todos os ensaios foram efetuados sem carga.

Para a maioria dos ensaios foi utilizada a velocidade de ralenti do motor, cerca de 750 rpm.

5.1 Banca de Ensaios e suas características

A Banca de ensaios de potência em estudo, é composta por quatro elementos principais:

- Um motor de combustão interna,
- Um freio mecânico,
- Um eixo cardã,
- Um veio que faz a ligação do cardã ao freio mecânico.

Todos estes elementos estão montados sobre uma base especial.

Nas figuras seguintes (Figura 5.1, Figura 5.2 e Figura 5.3), são apresentados cada um dos elementos pertencentes à banca de potência.

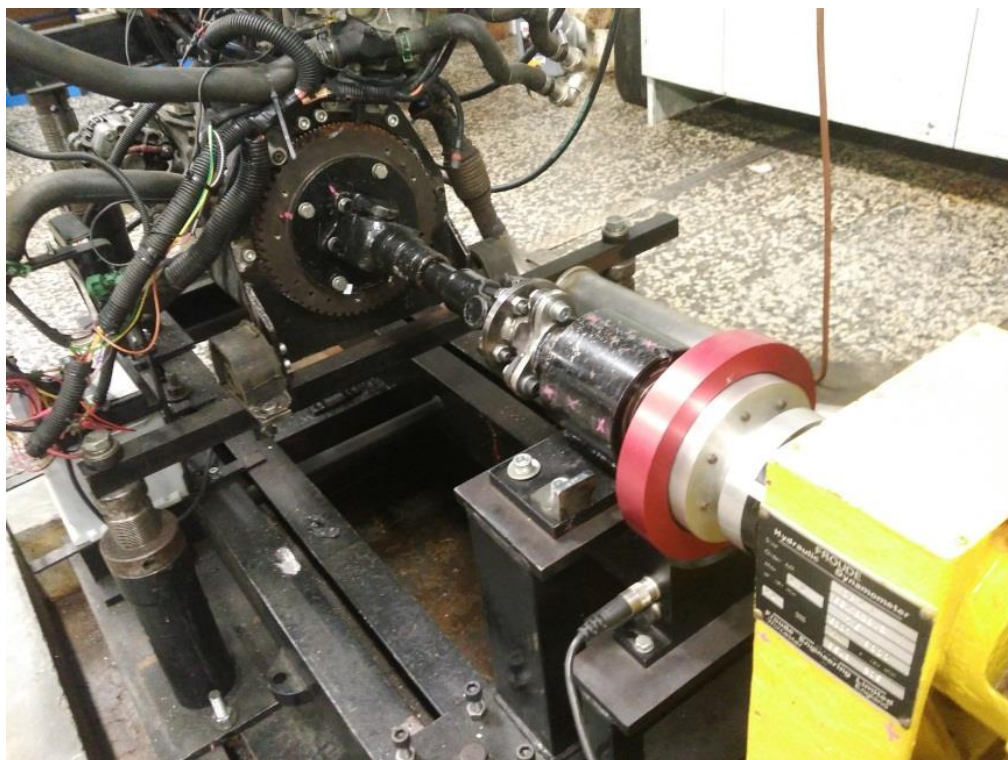


Figura 5.1 – Acoplamento

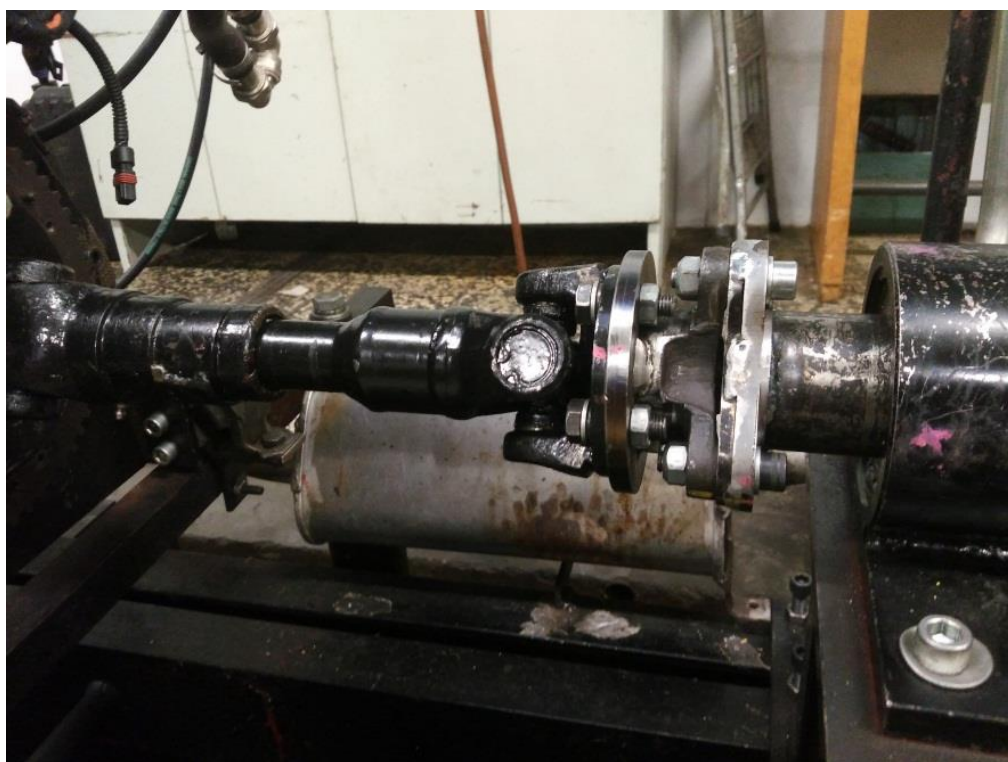


Figura 5.2 – Acoplamento de ligação do veio do motor ao deflector de transmissão

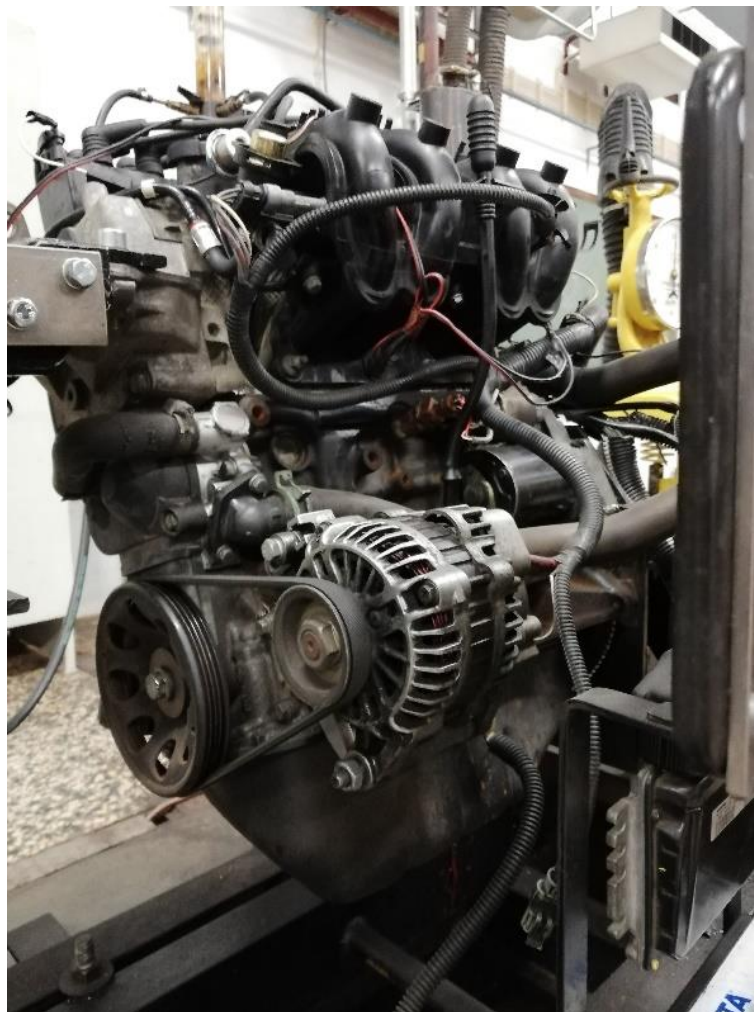


Figura 5.3 – Motor D7F

As características do motor são apresentadas na tabela que se segue:

Tabela 5.1 – Características do motor de combustão interna

| <i>Marca e modelo</i> | <i>Clio 1.2i (motor D7F D720)</i> |
|------------------------|-----------------------------------|
| <i>Nº de cilindros</i> | 4 em linha |
| <i>Cilindrada</i> | 1.149 cc |
| <i>Ano</i> | 1998 – 2001 |
| <i>Potência</i> | 60 CV às 5.250 RPM |
| <i>Binário</i> | 93 Nm às 2.500 RPM |
| <i>Número válvulas</i> | 8 |

As características dos rolamentos que estão alojados na chumaceira do veio, que faz a ligação entre o cardã e o freio mecânico, encontram-se na Tabela 5.2. Na Figura 5.4 encontra-se um esboço do rolamento 6211-Z² com as várias dimensões.

Tabela 5.2 – Características rolamentos da chumaceira

| <i>Marca e modelo</i> | <i>SKF – 6211-Z</i> |
|-----------------------|---------------------|
| <i>d</i> | 55 mm |
| <i>D</i> | 100 mm |
| <i>B</i> | 21 mm |
| <i>d1</i> | ~ 69,06 mm |
| <i>D2</i> | ~ 89,4 mm |
| <i>r1,2</i> | min 1.5 mm |
| <i>N</i> | 10 |
| <i>Massa</i> | 0,62 kg |

Dimensões

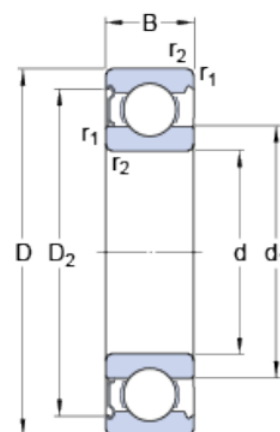


Figura 5.4 - SKF 6211-Z

Com base nos dados da tabela anterior (Tabela 5.2), referentes aos rolamentos, e nas equações enunciadas no ponto 4.7.4, é possível determinar matematicamente as quatro frequências geradas por defeitos nos rolamentos.

- BPF1 = 74,023 Hz
- BPFO = 50,977 Hz
- BSF = 5,098 Hz
- FTF = 32,749 Hz

Estes valores de frequências são válidos apenas para a velocidade de rotação utilizada nos diversos ensaios (aproximadamente 750 rpm – 12,5 Hz).

² Rolamento SKF 6211-Z. Fonte: SKF, disponível em: <https://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6211-Z>

5.2 Analisador de vibrações

O *Vibration Analyser* VA-12, da RION, foi o equipamento utilizado para a recolha de dados. É um aparelho portátil que permite obter os gráficos em função do tempo, gráficos tipo FFT e dispõe ainda de um modo que mede e exhibe, em simultâneo, os valores da aceleração, deslocamento, velocidade e fator de crista.

Este analisador possui apenas um canal, onde está conectado o acelerómetro piezoelétrico PV-57I. Possibilita a comunicação com um computador, através de USB ou cartão SD, contudo não permite gravar as medições com a designação do ponto em análise. Desta forma, o utilizador terá que anotar manualmente o número da gravação e associá-la ao ponto em questão.

Na imagem que se segue, Figura 5.5, é possível visualizar o equipamento utilizado.



Figura 5.5 - *Vibration Analyser* VA-12

5.2.1 Configurações do equipamento

Este equipamento não permite definir uma rota previamente onde, para cada ponto já estejam pré-definidos quais os parâmetros, tipo de gráfico, resolução espectral, filtro passa alta/baixas frequências, entre outros. A configuração deve ser feita para cada ponto à medida que se está a fazer a recolha. Nas tabelas abaixo encontram-se as configurações para as medições em velocidade e aceleração.

Tabela 5.3 – Configurações espectros de velocidade

| | <i>Pontos 1 e 2</i> | <i>Pontos 3 a 6</i> |
|---------------------------|---------------------|---------------------|
| <i>Tipo gráfico</i> | Espetro Velocidade | Espetro Velocidade |
| <i>Unidade</i> | mm/s | mm/s |
| <i>Faixa Frequências</i> | 200 Hz | 1000 Hz |
| <i>Linhas</i> | 800 | 1600 |
| <i>Janela</i> | Hanning | Hanning |
| <i>Filtro Passa alto</i> | 10Hz | 10Hz |
| <i>Filtro Passa baixo</i> | 20kHz | 20kHz |

Tabela 5.4 – Configurações da aceleração. Gráfico em tempo.

| | <i>Pontos 1 e 2</i> | <i>Pontos 3 a 6</i> |
|---------------------------|---------------------|---------------------|
| <i>Tipo gráfico</i> | Aceleração Tempo | Aceleração Tempo |
| <i>Unidade</i> | mm/s ² | mm/s ² |
| <i>Faixa Frequências</i> | 500 Hz | 500 Hz |
| <i>Linhas</i> | 400 | 400 |
| <i>Janela</i> | Hanning | Hanning |
| <i>Filtro Passa alto</i> | 10Hz | 10Hz |
| <i>Filtro Passa baixo</i> | 20kHz | 20kHz |

Tabela 5.5 – Configurações Envelope 2

| | <i>Pontos 1 e 2</i> | <i>Pontos 3 a 6</i> |
|---------------------------|---------------------|---------------------|
| <i>Tipo gráfico</i> | Envelope | Envelope |
| <i>Unidade</i> | AccE | AccE |
| <i>Faixa Frequências</i> | 500 Hz | 500 Hz |
| <i>Linhas</i> | 1600 | 1600 |
| <i>Janela</i> | Hanning | Hanning |
| <i>Filtro Passa alto</i> | 1 kHz | 1 kHz |
| <i>Filtro Passa baixo</i> | 5 kHz | 5 kHz |

Tabela 5.6 – Configurações Envelope 3

| | <i>Pontos 1 e 2</i> | <i>Pontos 3 a 6</i> |
|---------------------------|---------------------|---------------------|
| <i>Tipo gráfico</i> | Envelope | Envelope |
| <i>Unidade</i> | AccE | AccE |
| <i>Faixa Frequências</i> | 500 Hz | 500 Hz |
| <i>Linhas</i> | 1600 | 1600 |
| <i>Janela</i> | Hanning | Hanning |
| <i>Filtro Passa alto</i> | 1 kHz | 1 kHz |
| <i>Filtro Passa baixo</i> | 20 kHz | 20 kHz |

Como mencionado no ponto anterior, é necessário que o utilizador associe cada medição à gravação efetuada. Por defeito o nome da gravação tem a designação MAN seguido do número da medição (ex: MAN_0000). No sentido de agilizar e uniformizar o processo de recolha foi criada uma folha padrão onde se pudesse pré preencher a localização do ponto a analisar, quais as configurações a usar e permitisse também anotar o número da gravação. Esta folha encontra-se em anexo no ANEXO I – Folha de Parâmetros e medições.

5.2.2 Calibração

Antes de se iniciar com as recolhas das medições foi feito um teste ao acelerómetro com o objetivo de se entender se este estava ou não calibrado. O teste acabou por servir como exemplo, pois o acelerómetro piezoelétrico PV-57I era novo.

Para este teste foi utilizado o *Shaker* da PCB. Na tabela que se segue (Tabela 5.7) encontram-se alguns dados sobre o mesmo.

Tabela 5.7 – Características do *Shaker*

| <i>Número do Modelo</i> | <i>394C06</i> |
|--------------------------------|--------------------------|
| Serial Number | LW6489 |
| <i>Descrição</i> | Portable Handheld shaker |
| <i>Construtor</i> | PCB |
| <i>Frequência operação</i> | 159.2 Hz |
| <i>Nível de aceleração</i> | 1.0 g's rms |

Os valores lidos foram ao encontro dos que estão apresentados na tabela acima, sendo possível desta forma concluir que o acelerómetro está calibrado.

Na Figura 5.6 pode ver-se do lado esquerdo o analisador VA-12 que apresenta um valor de aceleração de 9.80m/s^2 (rms). Não é possível observar na mesma imagem o valor da frequência, mas esta foi de 159.250 Hz. Do lado direito da imagem pode observar-se o *shaker* utilizado para o ensaio.



Figura 5.6 – Teste ao acelerômetro piezoelétrico PV-571

5.3 Codificação dos pontos de medições

No processo de monitorização e análise de vibrações, é importante que os dados recolhidos sejam de confiança, visto que, a precisão do diagnóstico irá depender dos valores recolhidos. Por isso, é de extrema importância que se determine a posição adequada onde o transdutor irá efetuar a medição.

Para a realização de testes foi necessário definir os pontos de medição na banca. Os pontos de medição escolhidos estão identificados nas imagens abaixo (Figura 5.7 e Figura 5.8).

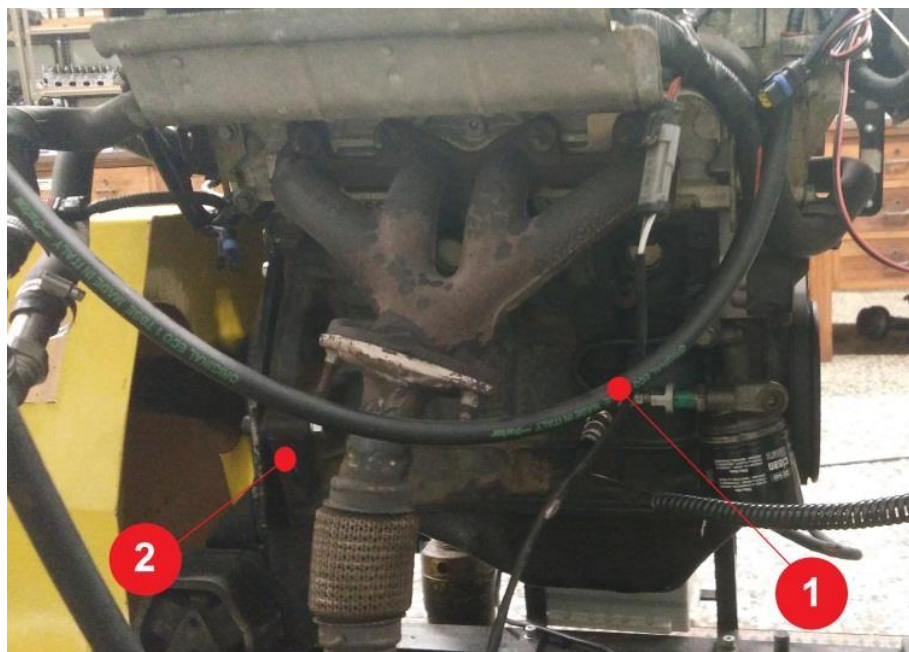


Figura 5.7 – Pontos de medição no motor

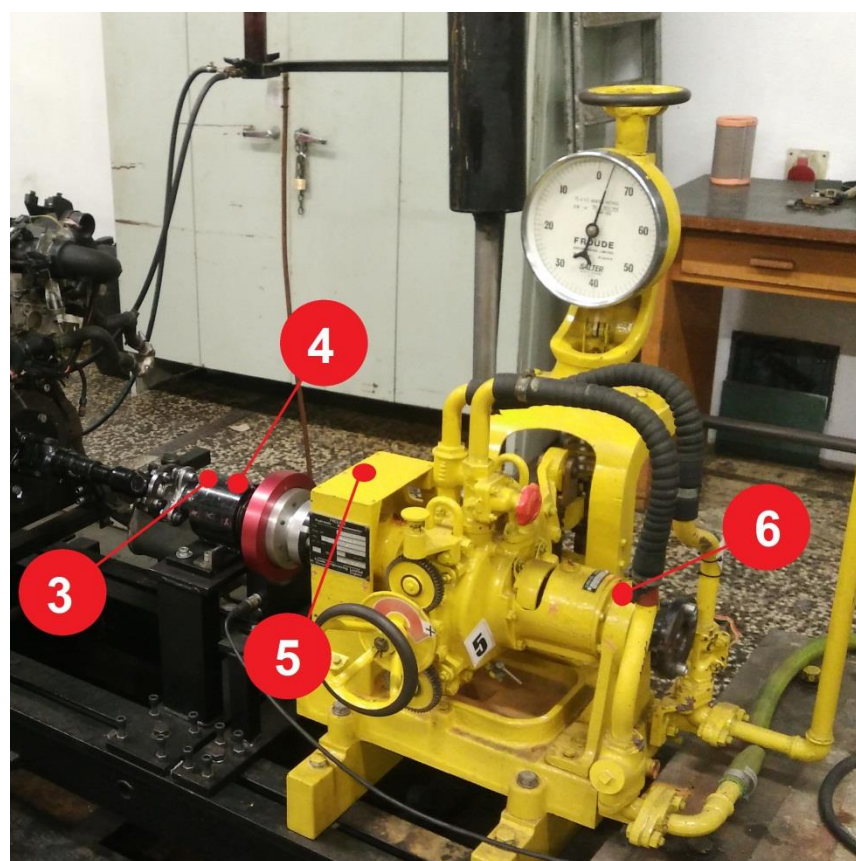


Figura 5.8 – Pontos na chumaceira e freio mecânico

Na altura que se determinou quais os pontos a analisar, foi também necessário atribuir sentidos (positivos e negativos) às direções (horizontal, vertical e axial) da banca de ensaios. As direções ficaram definidas da seguinte forma:

- Horizontal: negativa no sentido motor-radiador, positiva no sentido inverso.
- Vertical: negativa em direção ao solo, positiva no sentido inverso.
- Axial: positiva no sentido motor – freio, negativa no sentido inverso.

A Tabela 5.8 resume a identificação dos seis pontos de medição.

Tabela 5.8 – Identificação dos pontos de medição e sua designação

| | <i>Localização do transdutor</i> | <i>Direção</i> | <i>Sentido</i> | <i>Designação</i> |
|--|--------------------------------------|----------------|----------------|-------------------|
| Identificação dos pontos de medição | 1 | H | - | 1H- |
| | | V | - | 1V- |
| | | A | - | 1A- |
| | 2 | H | - | 2H- |
| | | V | + | 2V+ |
| | | A | + | 2A+ |
| | 3 | H | + | 3H+ |
| | | V | - | 3V- |
| | 4 | H | + | 4H+ |
| | | V | - | 4V- |
| | | A | - | 4A- |
| | 5 | H | + | 5H+ |
| | | V | - | 5V- |
| | | A | + | 5A+ |
| | 6 | H | + | 6H+ |
| | | V | - | 6V- |
| | | A | + | 6A+ |

5.4 Folha de análise VA12_2007

Este aparelho não possui um *software* específico para análise de vibrações, existem sim umas folhas de cálculo, a VA12.xls (para Excel 2003) e a VA12_2007 .xlsm (para Excel 2007, Excel 2010 e Excel 2013), que permitem abrir e processar os dados recolhidos pelo analisador RION VA-12. Estas folhas de cálculo contêm várias macros que convertem os ficheiros tipo .RVD no formato .xlsm. Não é necessário criar uma folha para cada medição, desde que todos os ficheiros tipo .RVD estejam agrupados na mesma pasta, a folha de cálculo permite que se abram várias medições na mesma folha.

Antes de se abrir qualquer ficheiro tipo .RVD, é importante ter em atenção o *setup*, que se encontra na segunda aba da folha VA12.

O menu *setup* é composto por quatro campos de escolha:

- **Gerar um relatório para cada medição** – seleccionando este campo será gerada uma folha Excel em que na primeira aba vão estar os valores das várias leituras, para cada frequência ou para cada instante de tempo, e nas restantes abas será gerado um relatório em que de um lado da página tem os parâmetros da máquina e do outro o gráfico. Regra geral este campo foi seleccionado em todos os relatórios.
- **Utilizar uma escala para o eixo Y fixa** – pode ser definido um valor fixo de amplitude para o eixo do Y. À frente deste campo tem a escala a seleccionar, que varia entre 0,001 e 50.000.
- **Converter gráficos para imagem** – ao seleccionar este campo, os gráficos mostrados nos relatórios vão estar em formato de imagem, o que trás a desvantagem de não se conseguir saber quais os vários pontos do gráfico. É necessário ir à aba “Data” localizar o pico mais alto e ver qual é o valor de frequência ou tempo associado. Optando por gerar um relatório com gráfico, que não seja gravado como imagem, existe a possibilidade de se ajustar a gama de frequências.
- **Gerar uma tabela com dados “VM”** – será gerada uma única tabela que contém todos os dados, de todas as leituras, feitas no modo “VM”.

Após definido o *setup* da folha e corrida a macro, será gerado um ficheiro Excel em que na primeira aba terá toda a informação de cada medição.

5.5 Resultados da análise global à banca de potência

Neste ponto, para além de serem apresentados todos resultados obtidos nas várias leituras realizadas, é levada a cabo uma análise crítica dos mesmos, procurando de forma clara apresentar quais as alterações e testes que se fizeram para tentar diminuir os níveis de vibração

5.5.1 Normas para os valores globais de vibração

Para motores alternativos com características iguais ou semelhantes às do D7F, não se encontrou uma norma em específico. O mais aproximado é a norma ISO 10816-6, que é um documento que estabelece os procedimentos e “pautas” para a medição e classificação da vibração mecânica em motores alternativos. Esta norma, no entanto, é indicada para motores alternativos com potências superiores a 100 kW, onde se incluem por exemplo os motores das locomotoras a diesel, motores que operam em geradores a diesel, motores auxiliares marinhos, etc.. Outra norma que engloba máquinas alternativas é a ISO 8528-9 “*Reciprocating internal combustion engine driven alternating current generating sets*”. No entanto, também não é a mais indicada para o motor que se encontra na banca de potência. Nesta norma, é possível ler na alínea 3), da tabela C.1, que os valores são aplicáveis a motores de combustão interna com potência superior a 100kW. Para motores de menor potência não existem valores típicos.

Na análise aos rolamentos, foi utilizada a tabela de severidade das medições de envolvente. Esta tabela, que se pode ver na Figura 5.9, foi obtida através da experiência que a SKF *Condition Monitoring* foi adquirindo durante vários anos.

| LIMITES ENVELOPE DE ACELERAÇÃO (gE) | | | | |
|--|----------------|------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|
| Range Recomendado | | Diâmetro entre 200 e 500 mm | Diâmetro entre 50 e 300 mm | Diâmetro entre 20 e 150 mm |
| 500 Hz | 1000 Hz | Rotação < 500 RPM | Rotação entre 500 e 1800 RPM | Rotação entre 1800 e 3600 RPM |
| 0,75 | 1 | ACEITÁVEL (A/B) | ACEITÁVEL (A/B) | ACEITÁVEL (A/B) |
| 1,5 | 2 | INSATISFATÓRIO (C) | | |
| 3,5 | 4 | INACEITÁVEL (D) | INSATISFATÓRIO (C) | |
| 7,5 | 10 | | INACEITÁVEL (D) | INSATISFATÓRIO (C) |
| | | | | INACEITÁVEL (D) |

Figura 5.9 – Limites Envelope de Aceleração (gE). Fonte: (SKF Reliability Systems, 2004)

É possível verificar na tabela acima quais os valores de aceleração gE aceitáveis, em função do diâmetro do veio e da velocidade de rotação.

No caso desta banca, o diâmetro do veio onde estão os dois rolamentos SKF 6211-Z é de 55mm e a velocidade de rotação é de 750 rpm. Confrontando a tabela com estes dados, identificou-se que a zona aceitável tem um valor máximo de 2 gE, isto para uma gama de frequências de 0 a 1.000 Hz, insatisfatório até 4 gE e a partir deste valor como inaceitável.

5.5.2 Motor de combustão interna

Ao contrário das máquinas rotativas, em que a análise de vibrações está bem consolidada, nas máquinas alternativas não se passa o mesmo (Carlucci, Chiara, & Laforgia, 2006). Uma das razões está relacionada com as vibrações não estacionárias (Antoni, El Badaoui, Guillet, & Danière, 1999).

O valor global de vibração de um motor de combustão interna é geralmente bastante alto (Ahirrao, Bhosle, & Nehete, 2018). Este tipo de máquina encaixa-se no tipo de máquinas alternativas, que se caracterizam pela ação do movimento de frente para trás alternadamente.

Segundo (Ftoutou & Chouchane, 2018) uma falha é geralmente detetada através da comparação do sinal de vibração do motor delituoso com o sinal de referência ou sua assinatura.

Na Tabela 5.9 é possível observar quais os valores de deslocamento, aceleração e velocidade no ponto 1, para a velocidade de rotação de 750 rpm.

Tabela 5.9 – Vibration Meter Mode – ponto 1

| | <i>1H</i> | <i>1V</i> | <i>1A</i> | |
|-------------------------------|-----------|-----------|-----------|------------------|
| <i>Aceleração (rms):</i> | 3,85 | 4,8 | 2,6 | m/s ² |
| <i>Aceleração (pico):</i> | 18,51 | 16,25 | 39,75 | m/s ² |
| <i>Fator de crista:</i> | 4,81 | 3,39 | 15,26 | |
| <i>Velocidade (rms):</i> | 21,97 | 27,37 | 2,49 | mm/s |
| <i>Deslocamento (eq.p-p):</i> | 0,398 | 0,517 | 0,051 | mm |

Na Tabela 5.10 encontram-se os valores no ponto 2:

Tabela 5.10 – Vibration Meter Mode – ponto 2

| | <i>2H</i> | <i>2V</i> | <i>2A</i> | |
|-------------------------------|-----------|-----------|-----------|------------------|
| <i>Aceleração (rms):</i> | 3,35 | 2,77 | 2,31 | m/s ² |
| <i>Aceleração (pico):</i> | 23,46 | 20,42 | 33,38 | m/s ² |
| <i>Fator de crista:</i> | 7,01 | 7,36 | 14,46 | |
| <i>Velocidade (rms):</i> | 16 | 13,43 | 2,71 | mm/s |
| <i>Deslocamento (eq.p-p):</i> | 0,324 | 0,259 | 0,056 | mm |

Na Figura 5.10, Figura 5.11, Figura 5.15, são apresentados os espectros de velocidade das medições no ponto 1. Os espectros nas direções horizontal e vertical apresentam formas e

valores de amplitudes bastante semelhantes. Apenas a direção axial mostra valores de amplitude mais baixos.

Como referido anteriormente, nestas medições o motor funcionava à velocidade do relanti (cerca de 750rpm) sem carga. Nestes espectros é possível identificar um pico de maior amplitude a 2X a frequência de rotação. Este pico, a 2X a frequência fundamental, diz respeito ao processo de combustão que ocorre em cada um dos quatro cilindros (Tienhaara, 2004) (Orn, 2014). A cada volta da cambota dão-se duas explosões, e são estas duas que dão origem ao pico de maior amplitude. Sendo que o motor está a uma de 750 rpm (12,5 Hz), a frequência de explosão é duas vezes esta, ou seja 25 Hz.

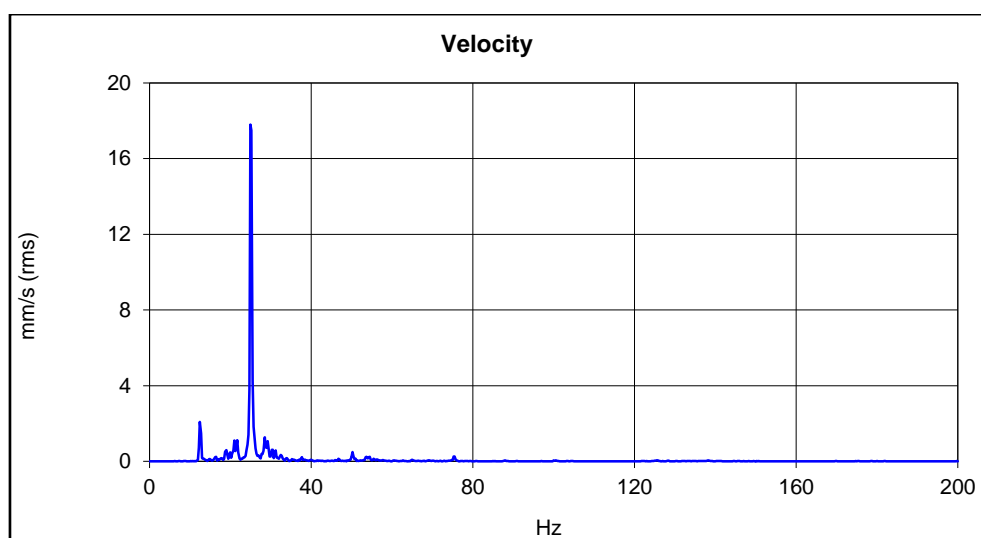


Figura 5.10 – Ponto 1H-

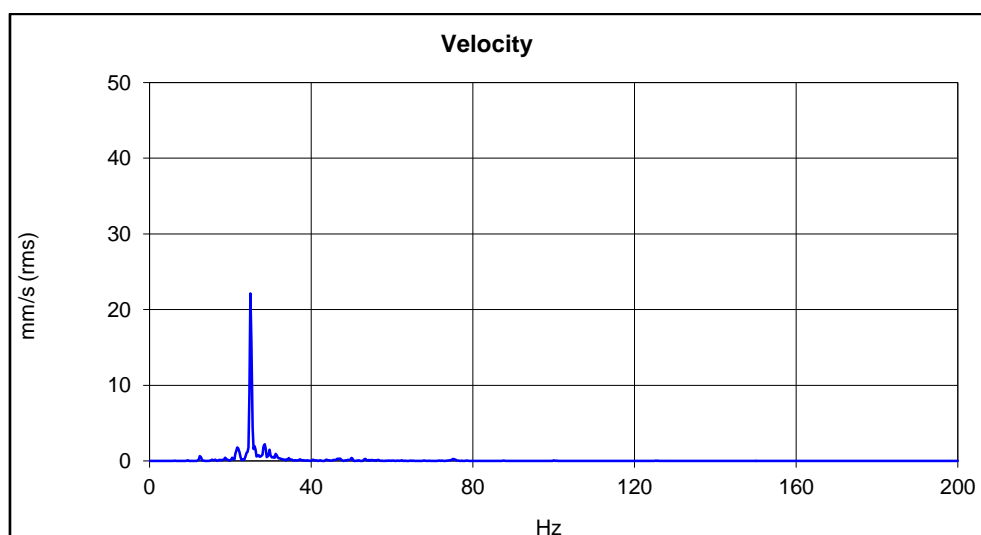


Figura 5.11 – Ponto 1V-

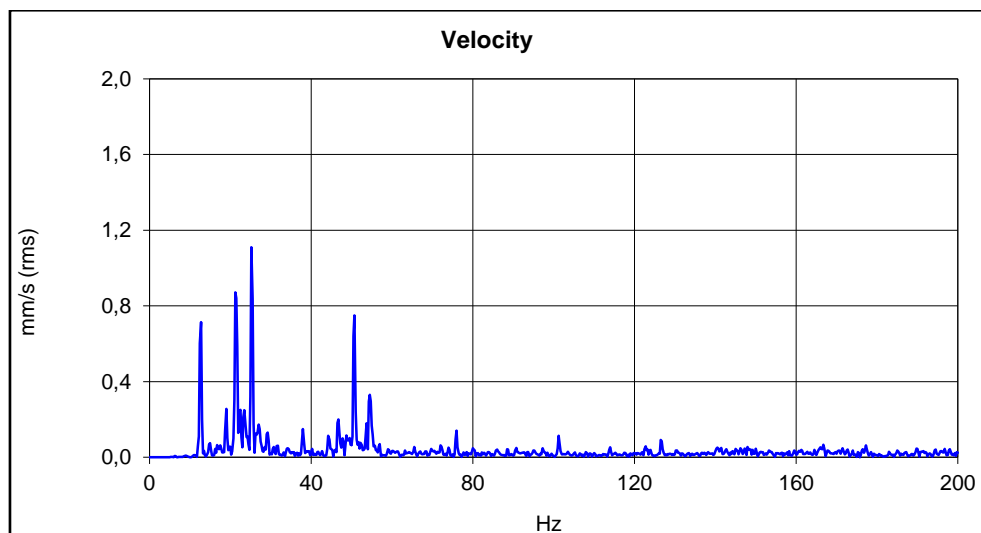


Figura 5.12 – Ponto 1A+

No ponto 2, os espectros obtidos foram semelhantes aos do ponto 1, por esse motivo optou-se por não se colocar a imagem de cada um deles. Como se pode constatar pela Figura 5.13 a diferença entre o ponto 1 e 2 está no valor da amplitude, não surgiram novas frequências.

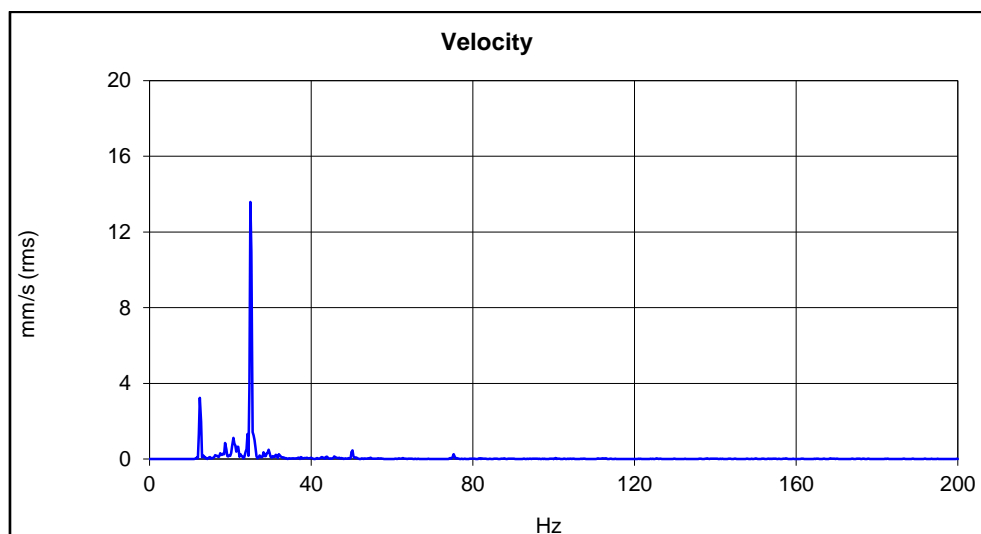


Figura 5.13 – Ponto 2H-

Os quatro espectros acima dizem respeito às últimas medições efetuadas. Antes de se chegar a estes, os valores globais de vibração eram superiores.

Comparando o ponto 1 com o ponto 2, percebe-se que existe maior vibração do lado contrário ao acoplamento. Esta diferença levou a suspeitar dos apoios do motor, em especial o que está mais próximo do ponto 1. De forma a tentar melhorar a rigidez da estrutura, foi feito

um reforço provisório, que fixa ao apoio existente à estrutura. Esta alteração pode ser vista na Figura 5.14.



Figura 5.14 - Reforço

Após a aplicação do reforço, as diferenças nos valores de vibração fizeram-se notar em todos os pontos de medições, tanto nos pontos do motor como nos mais afastados. No caso do ponto 1H o O.A.value (valor global de amplitude) passou de 27,07 mm/s (rms) para os atuais 21,97 mm/s. No ponto 1V verificou-se uma redução ainda maior. O O.A.value passou de 39,82 mm/s para 27,37 mm/s. Mas foi no ponto 1A que se verificou a maior diferença. A redução foi de aproximadamente cinco vezes. O O.A.V. era 11,53 mm/s e nas últimas medições registaram-se valores na ordem dos 2.267 mm/s. O espectro antes da alteração encontra-se na figura abaixo (Figura 5.15).

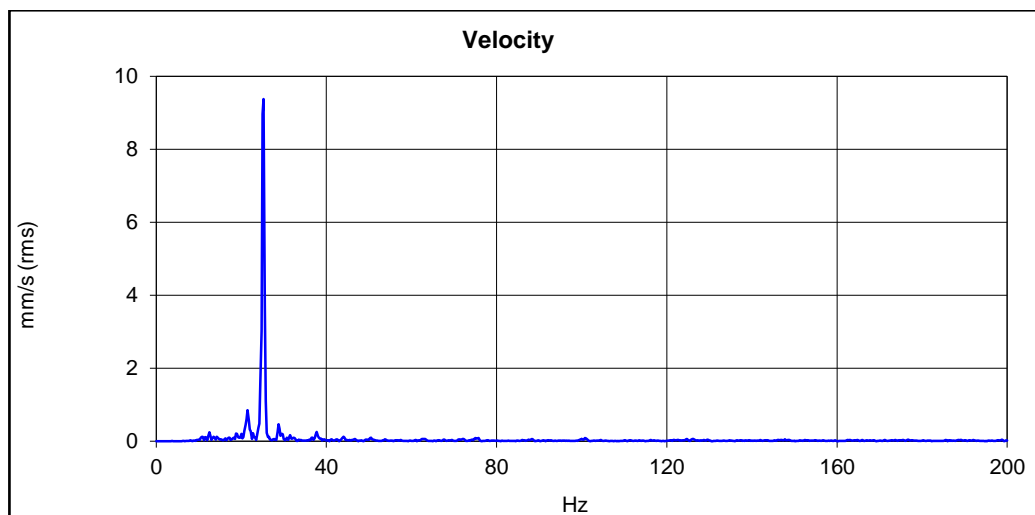


Figura 5.15 – Ponto 1A- antes da aplicação do reforço

Comparando as medições na direção axial, antes e após a colocação do reforço, é possível observar que a frequência 21,5 Hz se manteve. O fato de isto estar acontecer, ou seja da amplitude desta frequência se manter nos 0.85 mm/s, e sabendo que uma das formas de alterar a frequência natural é através do aumento da massa ou criando rigidez no conjunto, coloca de lado a hipótese de ser a frequência natural da estrutura.

O aparecimento de bandas laterais, como se ver nos vários espectros acima, pode estar associado ao nível de desgaste da máquina. Como não existe a assinatura da máquina, não é possível definir se o equipamento está ou não com um nível de desgaste elevado.

Ainda nos pontos 1 e 2, foram feitos alguns ensaios com uma velocidade de rotação na ordem das 1350 rpm (22,5 Hz). Verificou-se uma diminuição do valor global da vibração nos pontos 1H e 1V e nos restantes quatros pontos um aumento. A Tabela 5.11 mostra os valores medidos nas duas situações.

Tabela 5.11 – Valor global vibração a 750 e 1350 rpm

| | | <i>RP</i> | <i>1350</i> | <i>750</i> |
|----------|---|-----------|-------------|------------|
| <i>M</i> | | | | |
| <i>1</i> | H | 8,78 | 21,38 | |
| | V | 11,68 | 24,47 | |
| | A | 11,03 | 2,27 | |
| <i>2</i> | V | 21,86 | 8,33 | |
| | A | 9,72 | 2,54 | |

5.5.3 Chumaceira

As tabelas que se seguem, Tabela 5.12 e Tabela 5.13, mostram os valores de vibração global nos pontos 3 e 4 da banca de potência.

Tabela 5.12 - Vibration Meter Mode – ponto 3

| | <i>3H</i> | <i>3V</i> | |
|-------------------------------|-----------|-----------|------------------|
| <i>Aceleração (rms):</i> | 3,383 | 3,483 | m/s ² |
| <i>Aceleração (pico):</i> | 46,174 | 40,655 | m/s ² |
| <i>Fator de crista:</i> | 13,65 | 11,67 | |
| <i>Velocidade (rms):</i> | 2,667 | 1,577 | mm/s |
| <i>Deslocamento (eq.p-p):</i> | 0,0743 | 0,0199 | mm |

Tabela 5.13 – Vibration Meter Mode – ponto 4

| | <i>4H</i> | <i>4V</i> | <i>4A</i> | |
|-------------------------------|-----------|-----------|-----------|------------------|
| <i>Aceleração (rms):</i> | 4,713 | 3,915 | 5,647 | m/s ² |
| <i>Aceleração (pico):</i> | 37,54 | 28,802 | 55,188 | m/s ² |
| <i>Fator de crista:</i> | 7,96 | 7,36 | 9,77 | |
| <i>Velocidade (rms):</i> | 3,023 | 1,26 | 3,281 | mm/s |
| <i>Deslocamento (eq.p-p):</i> | 0,089 | 0,029 | 0,063 | mm |

Em comparação com os dois pontos do motor, como era espetável, os valores de vibração baixaram consideravelmente.

É possível verificar nas duas tabelas acima que os valores na direção horizontal são superiores às da direção vertical. Segundo (Vuscan, 2011) as vibrações na direção radial apresentam maior amplitude na direção horizontal do que na vertical. Tal facto deve-se às

Caso de estudo

vibrações na direção vertical que são reduzidas pela à rigidez neste plano, pela fixação e pelo peso do sistema.

As figuras Figura 5.16, Figura 5.17, Figura 5.18, Figura 5.19. Figura 5.20 mostram os espectros destes dois pontos.

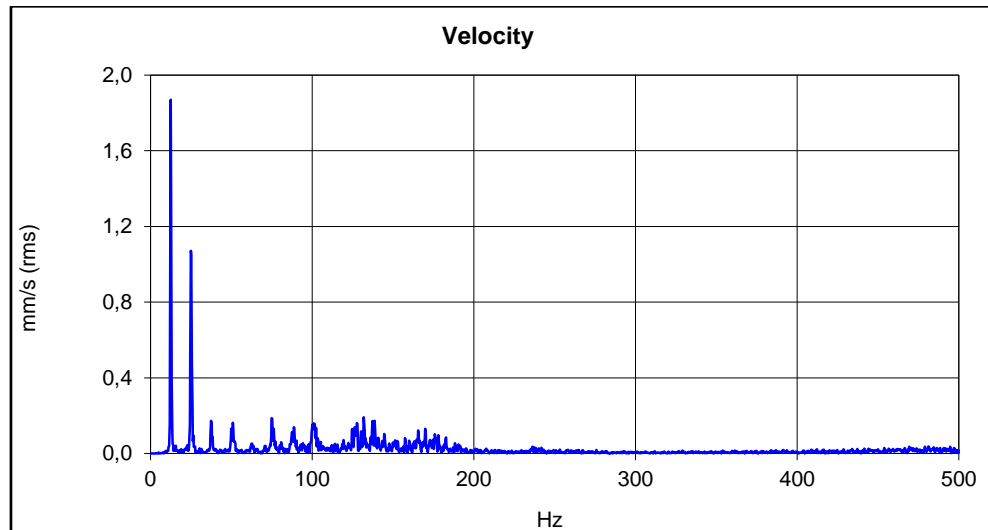


Figura 5.16 – Ponto 3H+

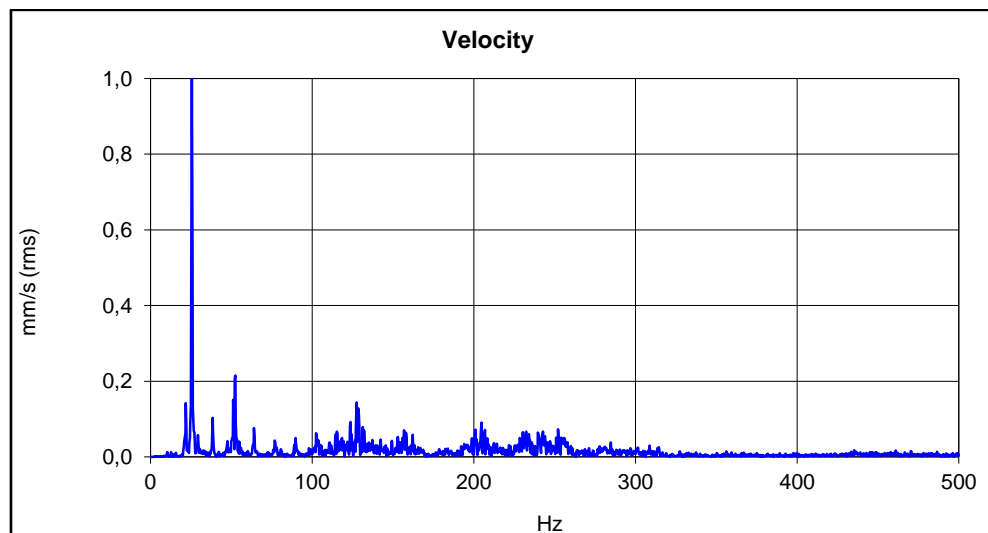


Figura 5.17 – Ponto 3V-

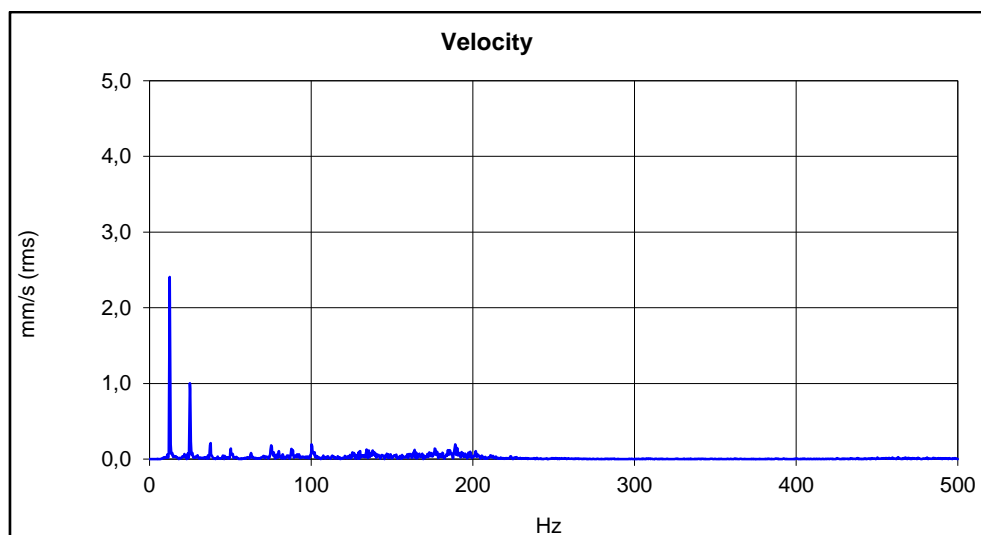


Figura 5.18 – Ponto 4H+

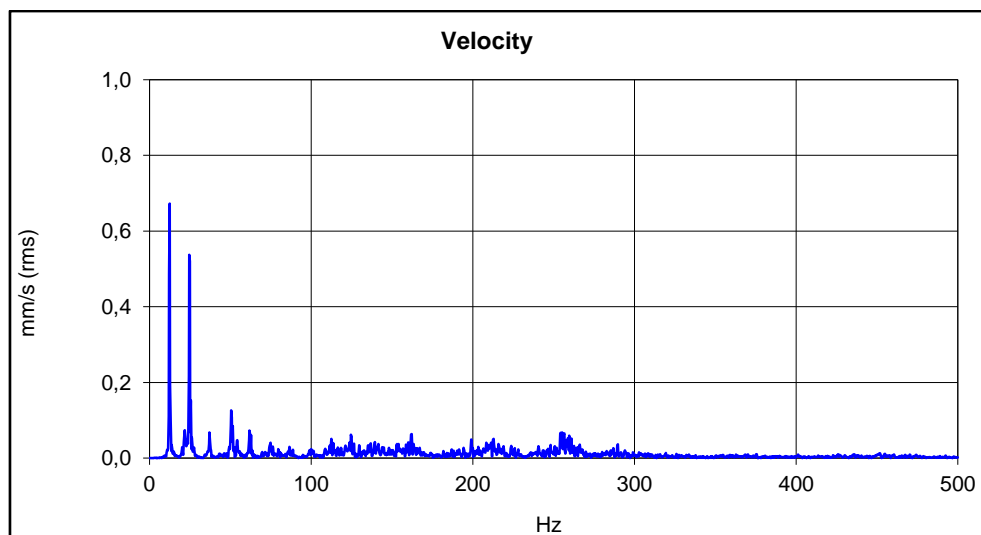


Figura 5.19 – Ponto 4V-

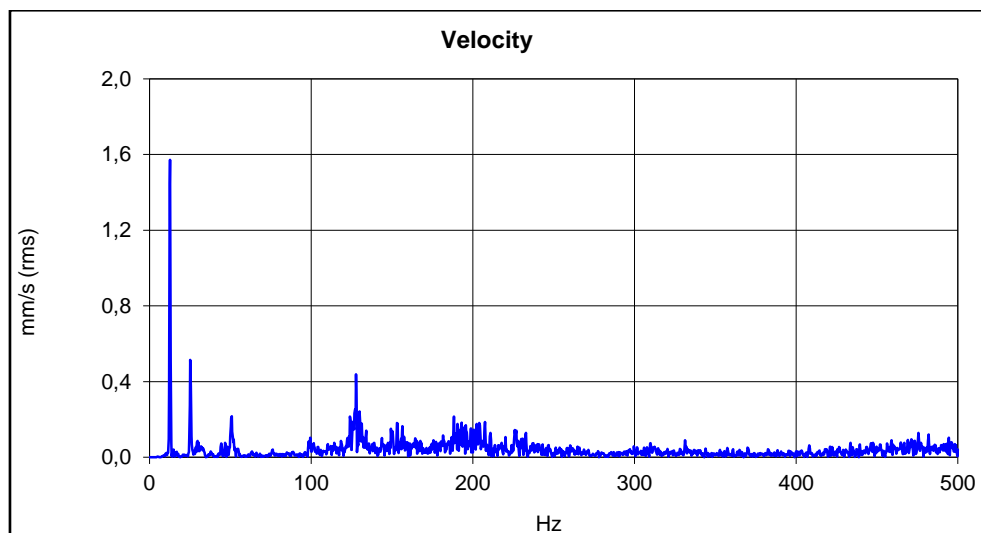


Figura 5.20 – Ponto 4A

Analizando estes espectros, é possível identificar duas frequências de maior amplitude. Nestes pontos, o veio roda a cerca 750 rpm (12,5 Hz), o que nos gráficos diz respeito ao primeiro pico.

O pico a 2X a frequência fundamental remete para vários cenários possíveis, onde o recurso à análise de fases era fundamental para diagnosticar o problema. Dentro das possíveis anomalias encontra-se o desalinhamento paralelo ou angular, veio empenado, rolamento inclinado, folgas na estrutura ou ser até mesmo consequência do processo de combustão.

O que chamou atenção nos gráficos dos pontos 3 e 4 foi o fato de no ponto 3V, a 1X aparecer com uma amplitude muito baixa em relação à 2X. Segundo (Girdhar & Scheffer, 2004) quando se está perante um veio empenado e a amplitude 2X é dominante então quer dizer que o empeno se encontra perto da ponta.

De forma a tentar perceber o que se estava a passar nesta zona, foi desmontado o acoplamento e feitas algumas medições com um comparador. Na Figura 5.21 é possível ver uma imagem do veio.



Figura 5.21 – Veio

A Figura 5.22 mostra a colocação e valores medidos com o comparador. Começou por se medir numa posição axial em relação ao veio (lado esquerdo da figura), onde o valor máximo lido foi de aproximadamente 0,065mm. Na posição perpendicular ao veio foi lido um valor máximo de 0,03mm. Estes valores de deslocamento são muito semelhantes aos que foram apresentados na Tabela 5.12.



Figura 5.22 – Medições com comparador

Caso de estudo

No espectro do ponto 3H, Figura 5.16, são ainda visíveis folgas. Como é possível observar harmônicas da velocidade de rotação no espectro em velocidade, pode-se apontar para a estrutura, componentes soltos/partidos ou desapertados.

Ainda nos pontos 3 e 4 foram analisados os rolamentos que estão presentes na chumaceira. Para isso foi utilizada a técnica de Envelope e depois comparados os valores globais de vibração com os valores limite de Envelope de aceleração (gE).

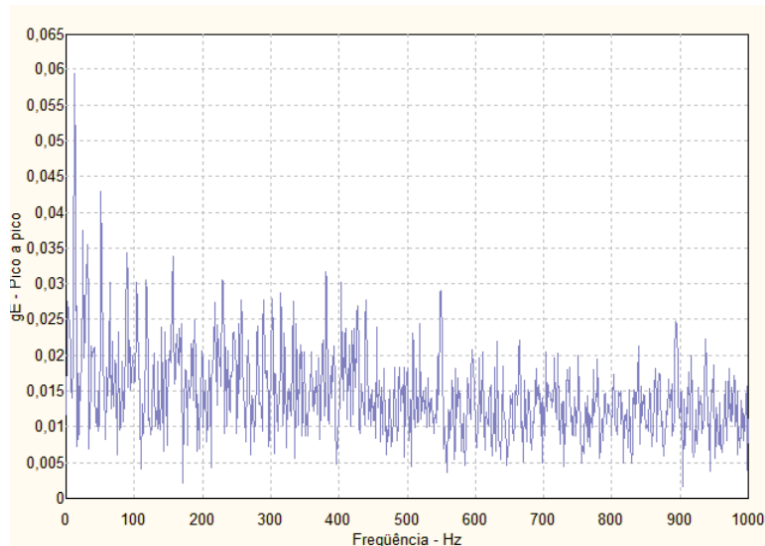


Figura 5.23 – Ponto 3V Envelope

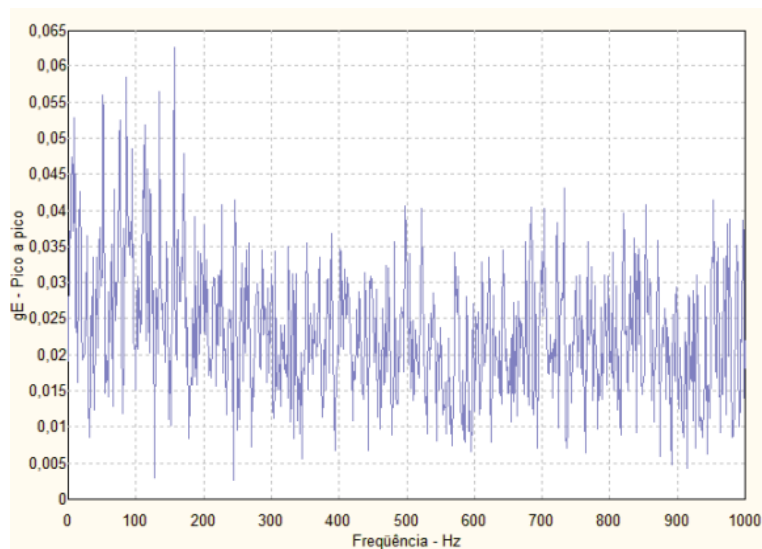


Figura 5.24 – Ponto 3H Envelope

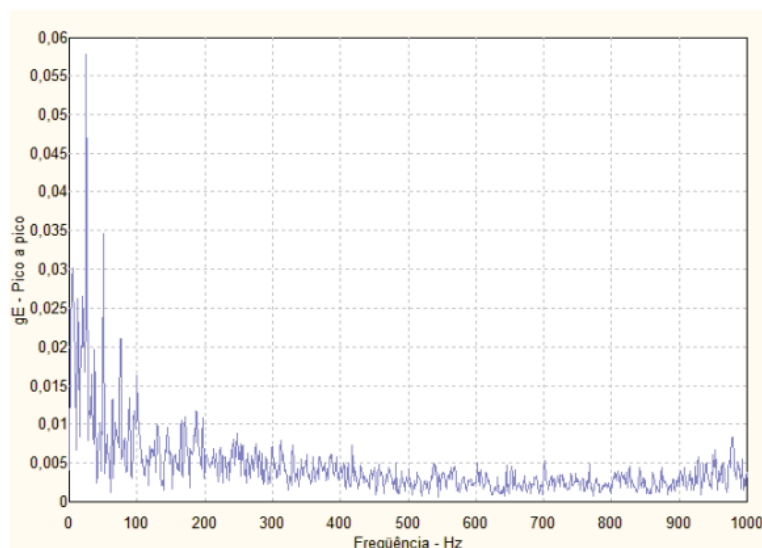


Figura 5.25 – Ponto 4V Envelope

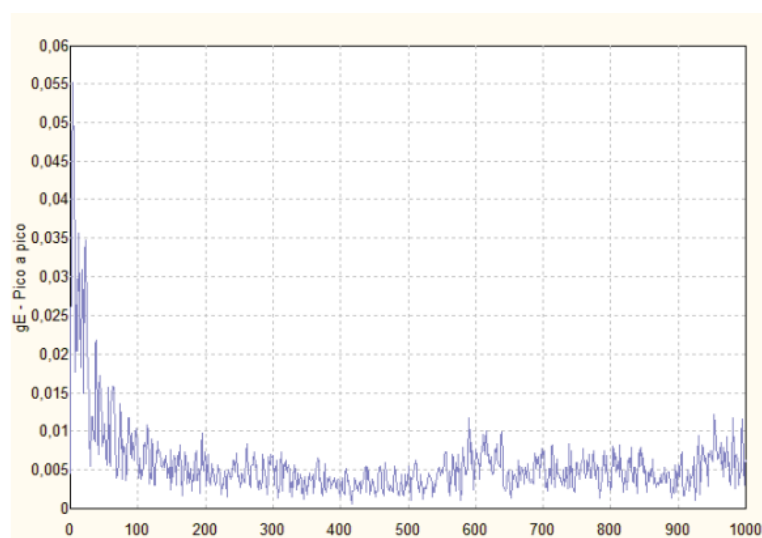


Figura 5.26 – Ponto 4H Envelope

Para as medições acima, foi utilizado o filtro 3 – 5 kHz a 10 kHz. É possível observar que não existem sinais visíveis de picos, o que quer dizer que os elementos do rolamento estão em bom estado.

No entanto, se se comparar o rolamento do ponto 3 com o do ponto 4, pode observar-se que no rolamento do ponto 3 os valores estão acima do normal, mesmo não apresentando picos de alta amplitude ao longo da faixa de frequência. Segundo (Trevisan & Reguly, 2010), isto é uma indicação de falta de lubrificação neste rolamento.

Na tabela que se segue, Tabela 5.14, encontram-se os valores de amplitude de vibração medidos nos dois rolamentos.

Tabela 5.14 – Ponto 3 e 4: Filtro 5kHz a 10kHz Amplitude gE pico a pico

| | <i>Rolamento P3</i> | <i>Rolamento P4</i> |
|----------|---------------------|---------------------|
| <i>H</i> | 2,123 | 0,4427 |
| <i>V</i> | 1,448 | 0,5162 |
| <i>A</i> | | 0,2286 |

Comparando os valores da tabela acima com os valores limite Envelope de Aceleração, Figura 5.9, percebe-se que o rolamento do ponto 4 encontra-se no estado aceitável. No caso do rolamento do ponto 3 os valores medidos colocam o rolamento no limite do estado aceitável.

5.5.4 Freio Mecânico

Nas tabelas seguintes, Tabela 5.15 e Tabela 5.16, encontram-se os valores globais de vibração dos ponto 5 e 6 da banca de potência.

Tabela 5.15 - Vibration Meter Mode – ponto 5

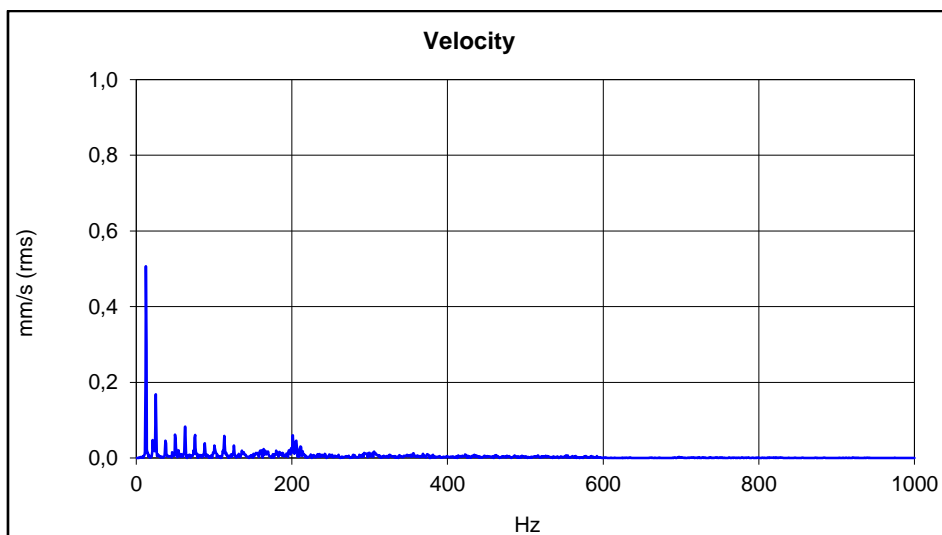
| | <i>5H</i> | <i>5V</i> | <i>5A</i> | |
|-------------------------------|-----------|-----------|-----------|------------------|
| <i>Aceleração (rms):</i> | 0,814 | 0,619 | 1,202 | m/s ² |
| <i>Aceleração (pico):</i> | 4,58 | 5,18 | 11,006 | m/s ² |
| <i>Fator de crista:</i> | 5,63 | 8,36 | 9,16 | |
| <i>Velocidade (rms):</i> | 1,421 | 0,705 | 1,95 | mm/s |
| <i>Deslocamento (eq.p-p):</i> | 0,0434 | 0,0194 | 0,0568 | mm |

Tabela 5.16 - Vibration Meter Mode – ponto 6

| | 6H | 6V | 6A | |
|-------------------------------|--------|--------|--------|------------------|
| <i>Aceleração (rms):</i> | 0,82 | 0,538 | 0,931 | m/s ² |
| <i>Aceleração (pico):</i> | 5,381 | 3,999 | 7,071 | m/s ² |
| <i>Fator de crista:</i> | 6,56 | 7,43 | 7,59 | |
| <i>Velocidade (rms):</i> | 0,813 | 0,717 | 1,237 | mm/s |
| <i>Deslocamento (eq.p-p):</i> | 0,0126 | 0,0164 | 0,0321 | mm |

A primeira grande diferença que se nota destes dois pontos para os restantes é a diminuição de todos os valores de vibração. Importa referir que o motor estava sem carga, ou seja o freio não estava a funcionar.

Os espectros de velocidade dos pontos 5H, 5A, 6V e 6A encontram-se nas figuras Figura 5.27, Figura 5.28, Figura 5.29 e Figura 5.30. Os espectros dos pontos 5V e 6H apresentam gráficos muito semelhantes aos da direção horizontal e vertical respetivamente, pelo que se optou por não os mostrar.

**Figura 5.27 – Ponto 5H**

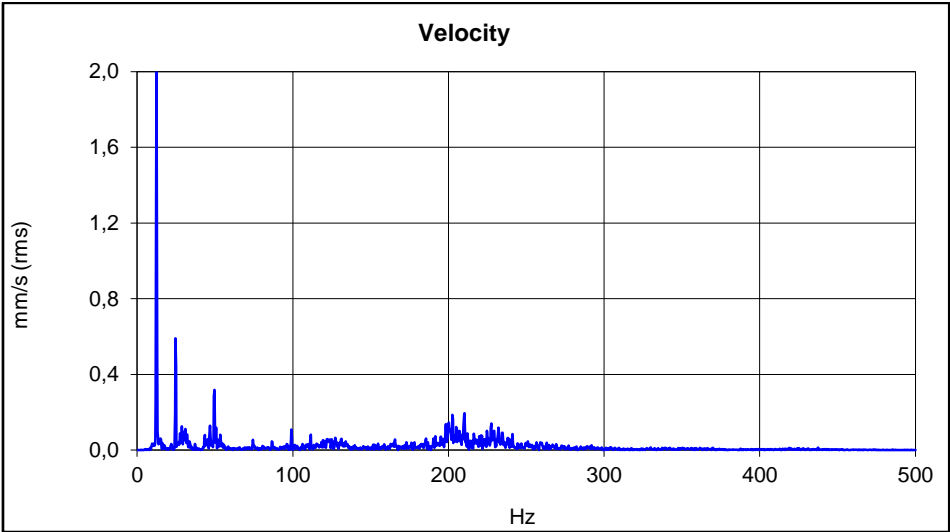


Figura 5.28 – Ponto 5A

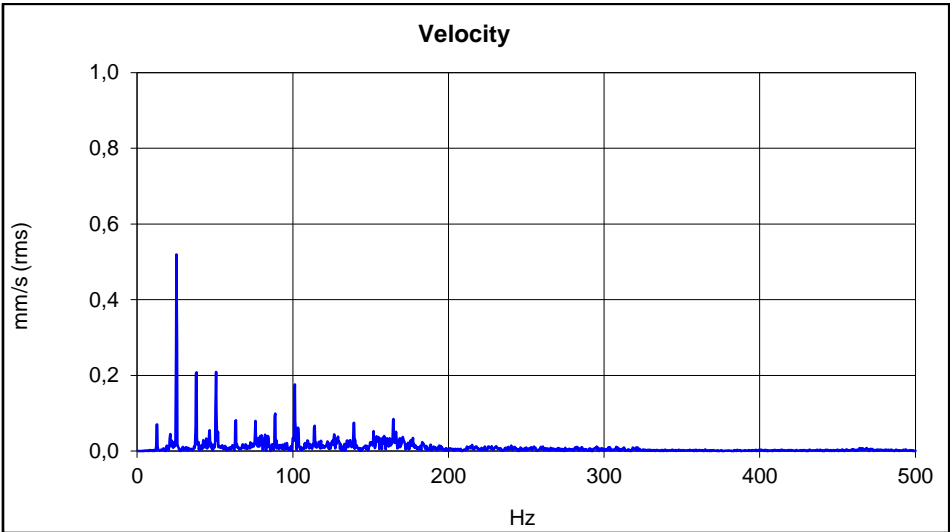


Figura 5.29 – Ponto 6V

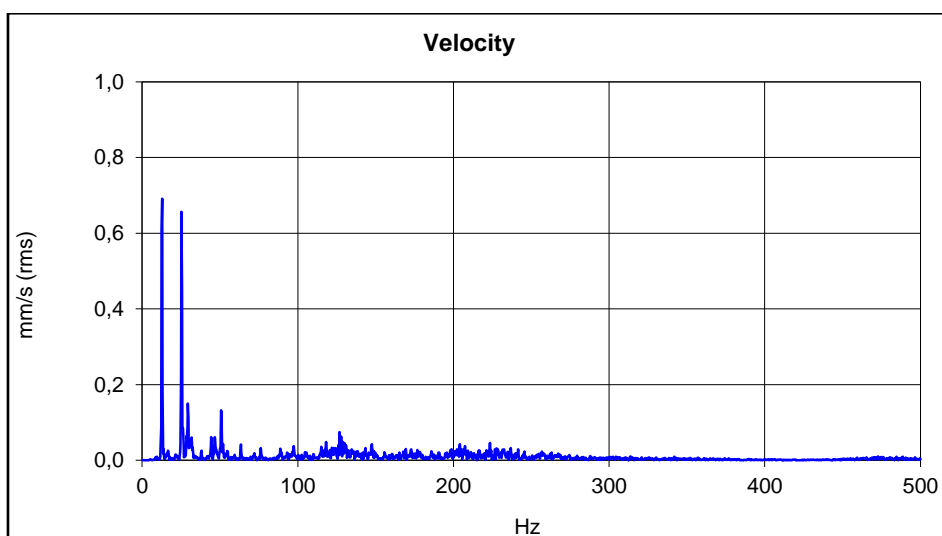


Figura 5.30 – Ponto 6A

Um dos sintomas que estes pontos apresentaram foi a presença de folgas. De notar que estes espectros acima já são os referentes às últimas medições. Nas primeiras medições verificou-se que a estrutura tinha alguns dos parafusos, que fixam o freio mecânico à base, mal apertados. É possível ver na Figura 5.31 o espectro obtido antes de se apertar os parafusos. Os valores do O.A.v. eram de 1,865 mm/s (rms) e passaram para 0,7824 mm/s. Posto isto, fizeram-se sentir algumas melhorias, mas mesmo assim o espectro em velocidade continuou a apresentar indícios de folgas, isto porque se continuou a observar harmónicas da velocidade de rotação e verificou-se a presença da 2X. O que pode estar a levar ao aparecimento desta harmónica é, à semelhança do ponto 3 e 4, algum desequilíbrio ou empeno no veio. Só através de uma análise de fases é que se poderia chegar a alguma conclusão.

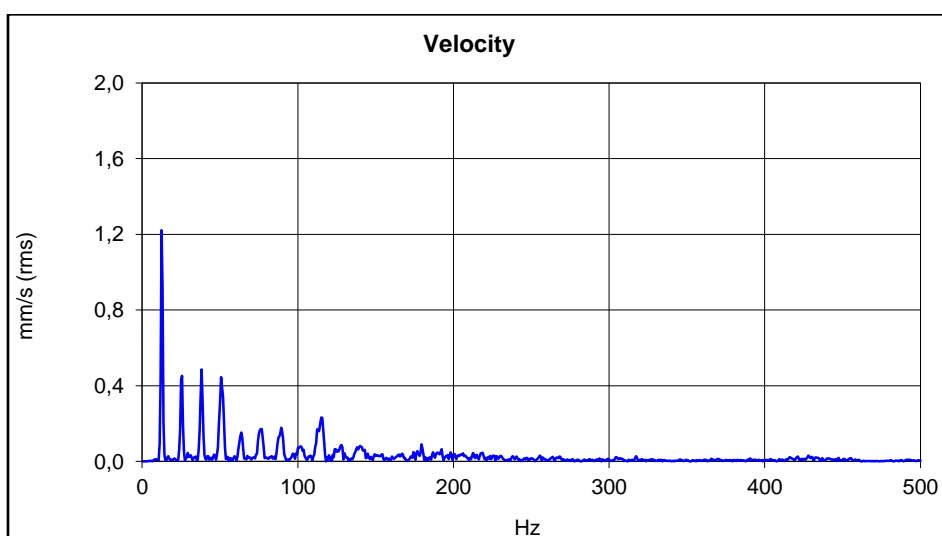


Figura 5.31 – Ponto 6V com parafusos soltos

Na Tabela 5.17 estão apresentados os valores medidos nos rolamentos do ponto 5 e 6 através da técnica de envelope.

Tabela 5.17 - Ponto 5 e 6: Filtro 5kHz a 10kHz Amplitude gE pico a pico

| | <i>Rolamento P5</i> | <i>Rolamento P6</i> |
|----------|---------------------|---------------------|
| <i>H</i> | 0,6067 | 0,6529 |
| <i>V</i> | 0,3962 | 0,3522 |
| <i>A</i> | 0,3838 | 0,4682 |

Analisando apenas os valores da tabela acima e comparando-os com os valores limite de aceleração gE, Figura 5.9, estes encontram-se numa fase aceitável.

Uma vez que não existe registo de quais são rolamentos que estão nestes dois pontos, o aparecimento de algum pico de maior amplitude num espectro FFT iria dificultar a tarefa de detetar qual o elemento que apresentava algum defeito, ao contrário dos rolamentos 3 e 4 em que foi possível calcular a frequência BPFI, BPFO, BSF e FTF.

6. Conclusões

A manutenção preditiva é uma ferramenta muito importante que permite antever as falhas com base nas alterações das características normais do funcionamento de um equipamento. Devem ser feitas verificações periódicas para que as anomalias possam ser identificadas. Através da análise de vibrações é possível identificar a presença de um problema.

6.1 Considerações finais

Neste trabalho foi efetuada análise de vibrações a uma banca de potência. A falta da assinatura da máquina não permitiu comparar os valores de vibração obtidos com os característicos desta. Assim, não foi possível chegar a uma conclusão sobre qual o nível de desgaste global.

De referir que foram realizados procedimentos para a standardização do trabalho a ser realizado, o que permitiu uma normalização das medições. Nestes encontravam-se informações de quais os pontos a analisar e tipos de dados a recolher respeitando um determinado *setup* do equipamento de diagnóstico.

O motor, no geral, não apresenta um funcionamento fora do normal. Sabe-se que neste tipo de máquinas os valores de vibração são por norma bastante altos. A ausência de uma norma para motores de combustão interna de baixa potência, não permitiu entender se as amplitudes excediam ou não os valores recomendados.

Relativamente ao veio de transmissão percebeu-se que existe um ligeiro empeno numa das pontas, o que pode estar a excitar a 2X. Com base na técnica de envelope, deu para perceber que o rolamento do ponto 3, se encontra com alguma falta de lubrificação.

Apesar dos vários desafios e entraves, este trabalho permitiu ficar a entender o funcionamento da análise de vibrações e da sua importância no mundo da manutenção.

6.2 Trabalhos Futuros

Após os vários testes efetuados na banca de potência e a indeterminação do estado da mesma é fundamental efetuar uma análise de fases. Esta análise poderá ajudar a determinar o que realmente está a excitar a 2X na zona da chumaceira e a perceber se existe ou não algum

Conclusões

tipo de desalinhamento. Caso se verifique algum desalinhamento é aconselhável também que se efetue a substituição dos rolamentos da chumaceira.

Era também aconselhável efetuar ensaios de impactos, que permitissem obter a resposta da banca, e assim ficar entender quais são as características dinâmicas da mesma, principalmente no que diz respeito às suas frequências naturais.

Dada a pouca complexidade da folha de tratamento dos dados recolhidos, uma sugestão seria a implementação de um sistema computadorizado que permitisse uma análise de dados mais completa. A folha atual não permite por exemplo comparar duas ou mais ondas de vibração, contruir um histórico dos valores obtidos em medições anteriores e fazer um gráfico de tendências. Estes são exemplos de dados que, numa análise de vibrações, são de extrema importância.

Em termos práticos, sendo que é difícil encontrar um equipamento com a sua assinatura, uma sugestão seria a aquisição de uma banca de ensaios que permitisse simular vários cenários para diferentes tipos de anomalias.

7. Bibliografia

- Ahirrao, N., Bhosle, D., & Nehete, D. (2018). Dynamics and Vibration Measurements in Engines. *Procedia Manufacturing* 20, 434-439.
- Almeida, R. G., Vicente, S. A., & Padovese, L. R. (2002). New technique for evaluation of global vibration levels in rolling bearings. *Shock and Vibration* 9, 225-234.
- Alves, J. V., Brito, L. C., Filho, P. C., & Brito, J. N. (2011). Monitoramento Básico da Condição de Funcionamento de Máquinas Rotativas através da "Caneta de Vibração". *XI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*. Porto Alegre: Universidade Federal de São João del-Rei.
- Alves, P. R., Fernandes, T. M., & Mateus, T. P. (2013). *Conceção e Instalação de Acoplamento e Software de Aquisição de Dados de Sensor Binário num Banco de Potência de Motores de Combustão Interna*. ISEC, Coimbra.
- Amaral, F. (2016). *Gestão da Manutenção na Indústria*. Lidel.
- Antoni, J., El Badaoui, M., Guillet, F., & Danière, J. (1999). Some New Diagnostic Parameters for Reciprocating Engines. *SAE Technical Paper 1999-01-1714*, 6.
- Berry, J. E. (2002). *Proven Method for Specifying Both Spectral Alarm Bands as Well as Narrowband Alarm Envelopes using Today's Condition Monitoring*. Charlotte, NC.
- Bilosová, A., & Bilos, J. (2012). Vibration Diagnostics. Ostava.
- Boon, G., & De Bauw, K. (2012). A journey throught 30 years of vibration analysis on large turbines: a history of progress in technology and experience.
- Brandt, A. (2011). *Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures*. Wiley.
- Braun, S., Ewins, D. J., & Rao, S. S. (2002). *Encyclopedia of Vibration*. Academic Press.
- Carlucci, A., Chiara, F., & Laforgia, D. (2006). Analysis of the relation between injection parameter variation and block vibration of an internal combustion diesel engine. *Journal of Sound and Vibration*, 141-164.
- Cory, B. W. (2005). Fan Vibration. Em *Fans and Ventilation* (pp. 239-257).
- Cox, J. (s.d.). *Vibration Pen, Shock Pulse Measurement (SPM), & Vibration Analysis – What's the Difference?* Obtido de MaintenanceWorld.com: <http://www.maintenanceworld.com/vibration-pen-shock-pulse-measurement-spm-vibration-analysis-whats-the-difference/>
- Crandall, S. H. (1970). The Role of Damping in Vibration Theory. *Journal of Sound and Vibration*, 11(1), 3-18.
- ElectronicsTutorials. (2014). *Electronics Tutorials*. Obtido de <https://www.electronicstutorials.ws/accircuits/harmonics.html>
- Fernandez, A. (24 de January de 2017). Obtido de Power_MI: <https://power-mi.com/content/phase-measurement>
- Ftoutou, E., & Chouchane, M. (2018). Injection Fault Detection of a Diesel Engine by Vibration Analysis. *Design and Modeling of Mechanical Systems-III*, 11-20.
- Girdhar, P., & Scheffer, C. (2004). *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*. Burlington: Newnes.
- Glen, W. (1997). *Introducción al Análisis de Vibraciones*. Wobum, U.S.A.: AzimaDLI.
- Graney, B. P., & Starry, K. (2011). Rolling Element Bearing Analysis. *Materials Evaluation*, 70, 78-85.
- Harris, C. M., & Piersol, A. G. (2002). *Harris' Shock and Vibration Handbook* (Vol. 5th Edition). U.S.A.: McGraw-Hill.
- Howieson, D. (2003). Vibration Monitoring: Envelope Signal Processing - Using Envelope Signal Processing in Vibration Monitoring of Rolling Element Bearings. 14.
- LDS-Dactron. (2003). Basics of Structural Vibration Testing and Analysis. *Application Note AN011*.

- Lebold, M., McClintic, K., Campbell, R., Byington, C., & Maynard, K. (2000). Review of Vibration Analysis Methods For Gearbox Diagnostics and Prognostics. *54th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology*, (pp. 623-634). Virginia Beach.
- Li, H., Xu, G., & Xu, G. (2018). Mechanical Vibration Monitoring System Based on Wireless Sensor Network. *International Journal of Online and Biomedical Engineering (iJOE)*, 126-137.
- Mba, D. (2001). Applicability of acoustic emissions to monitoring the mechanical integrity of bolted structures in low speed rotating machinery: case study. *NDT&E International*, 293-300.
- Mitchell, J. S. (2007). From Vibration Measurements to Condition Based Maintenance - Seventy Years of Continuous Progress. *Sound and Vibration*, 62-75.
- Mobius Institute. (2012). Vibration Training Quick Reference.
- Mobley, R. K. (2002). *An Introduction to Predictive Maintenance* (Vol. Second Edition). Butterworth-Heinemann.
- Monarch Instrument. (2009). *Monarch Instrument*. Obtido de VBX Vibration Strobe Portable Stroboscopes: <https://monarchinstrument.com/products/vbx-vibration-strobe-portable-stroboscopes>
- MRA Instrumentação. (s.d.). Conceitos Básicos de Medição de Vibrações.
- NASA. (2008). *RCM Guide - Reliability-Centered Maintenance Guide*.
- National Instruments. (2019). *Measuring Vibration with Accelerometers*. Obtido de <https://www.ni.com/en-us/innovations/white-papers/06/measuring-vibration-with-accelerometers.html>
- Neto, J. (March de 2013). *Fourier Transform: A R Tutorial*. Obtido de <http://www.di.fc.ul.pt/~jpn/r/fourier/fourier.html>
- Orn, J. (2014). *Vibration guideline for large diesel engines*. Bachelor's thesis, Novia University of Applied Sciences, Vaasa.
- PCB Piezotronics. (n.d.). *Introduction to ICP Accelerometers*. Obtido de http://www.pcb.com/Resources/Technical-Information/Tech_Accel
- Randall, R. B. (2011). *Vibration-base Condition Monitoring* (Vol. 1st Edition). West Sussex: Wiley.
- RION. (n.d.). Vibration Analyzer VA-12. *Portable vibration analyser for Equipment Diagnosis and On-site Measurement*. Obtido de <https://rion-sv.com/download/manual/VA-12#VA-12>
- Rocha, J. H., & Póvoas, Y. (2007). A termografia infravermelha como um ensaio não destrutivo para a inspeção de pontes de concreto armado: Revisão do estado da arte. *Revista Alconpat*, 200-214.
- Sequeira, C. (2013). Sensores para medições de Vibrações Mecânicas. *Revista Manutenção* n°116, 4-6.
- Silveira, F. F., Souza, K. L., Mendes, J. U., & Cavalcanti, M. A. (2011). Previsão de Falhas em Mancais de Rolamento por Envelope de Aceleração. *CIBIM 10*, 583-586.
- SKF. (February de 2018). *SKF*. Obtido de Analisador SKF Microlog série GX - CMXA 75 : <https://www.skf.com/pt/products/condition-monitoring/portables-data-collectors-and-analyzers/vibration-analyzers/skf-microlog-analyzer-gx-series/index.html>
- SKF Reliability Systems. (2004). Tecnologia de Vibrações. São Paulo.
- Slavic, J., Brkovic, A., & Boltezar, M. (2011). Typical bearing-fault rating using force measurements: application to real data. *Journal of Vibration and Control*, 17, 2164-2174.
- Tienhaara, H. (2004). Guidelines to engine dynamics and vibration. *Wartsila Corporation*, 20-25.

- Torres Farinha, J. M. (2011). *Manutenção - A terologia e as Novas Ferramentas de Gestão*. Monitor.
- Trevisan, R., & Reguly, A. (2010). Bearing wear monitoring by ultrasound condition-based lubrication. *Estudos Tecnológicos*, 6, 122-139.
- Tyagi, S., & Panigrahi, S. (2017). An improved envelope detection method using Particle Swarm Optimisation for rolling element bearing fault diagnosis. *Journal of Computational Design and Engineering*.
- Vishwakarma, M., Purohit, R., V. Harshlata, & P. Rajput. (2017). Vibration Analysis & Condition Monitoring for Rotating Machines: A Review. *5th International Conference of Materials Processing and Characterization (ICMPC 2016)*, (pp. 2659-2664).
- Vuscan, G. I. (2011). Early Detection of Machine Faults Based On Vibrations Monitoring and Analysis. *The 10th International MTeM Conference 6th-8th October 2011* (pp. 323-326). Club-Napoca: Cs. Gyenge.

ANEXO I – Folha de Parâmetros e medições

ANEXO I.1 - Folha de Parâmetros e medições 1/2



Data: __ / __ / 20__

Máquina: _____

Velocidade de rotação do veio: _____ RPM

Pag. 1 / 2

| Ponto | Sentido | Tipo gráfico | Grandeza | Escala X | Escala X' | Escala Y | Escala Y' | Nº da medição |
|-------|---------|--------------|---------------|-----------|-----------|----------|-----------|---------------|
| 1 | H | FFT | Veloc [mm/s] | 0-200 Hz | | 31,6 | | |
| 1 | V | FFT | Veloc [mm/s] | 0-200 Hz | | 31,6 | | |
| 1 | A | FFT | Veloc [mm/s] | 0-200 Hz | | 10 | | |
| 2 | H | FFT | Veloc [mm/s] | 0-200 Hz | | 31,6 | | |
| 2 | V | FFT | Veloc [mm/s] | 0-200 Hz | | 31,6 | | |
| 2 | A | FFT | Veloc [mm/s] | 0-200 Hz | | 10 | | |
| 3 | H | FFT | Veloc [mm/s] | 0-1000 Hz | | 3 | | |
| 3 | H | FFT | Veloc [mm/s] | 0-500 Hz | | 3 | | |
| 3 | V | FFT | Veloc [mm/s] | 0-1000 Hz | | 3 | | |
| 3 | V | FFT | Veloc [mm/s] | 0-500 Hz | | 3 | | |
| 3 | A | FFT | Veloc [mm/s] | 0-1000 Hz | | 3 | | |
| 3 | A | FFT | Veloc [mm/s] | 0-500 Hz | | 3 | | |
| 4 | H | FFT | Veloc [mm/s] | 0-1000 Hz | | 3 | | |
| 4 | H | FFT | Veloc [mm/s] | 0-500 Hz | | 3 | | |
| 4 | V | FFT | Veloc [mm/s] | 0-1000 Hz | | 1 | | |
| 4 | V | FFT | Veloc [mm/s] | 0-500 Hz | | 1 | | |
| 4 | A | FFT | Veloc [mm/s] | 0-1000 Hz | | 3 | | |
| 4 | A | FFT | Veloc [mm/s] | 0-500 Hz | | 0,5 | | |
| 5 | H | FFT | Veloc [mm/s] | 0-1000 Hz | | 0,5 | | |
| 5 | H | FFT | Veloc [mm/s] | 0-500 Hz | | 0,5 | | |
| 5 | V | FFT | Veloc [mm/s] | 0-1000 Hz | | 1,5 | | |
| 5 | V | FFT | Veloc [mm/s] | 0-500 Hz | | 1,5 | | |
| 5 | A | FFT | Veloc [mm/s] | 0-1000 Hz | | 1,5 | | |
| 5 | A | FFT | Veloc [mm/s] | 0-500 Hz | | 1,5 | | |
| 6 | H | FFT | Veloc [mm/s] | 0-1000 Hz | | 0,5 | | |
| 6 | H | FFT | Veloc [mm/s] | 0-500 Hz | | 0,5 | | |
| 6 | V | FFT | Veloc [mm/s] | 0-1000 Hz | | 1,5 | | |
| 6 | V | FFT | Veloc [mm/s] | 0-500 Hz | | 1,5 | | |
| 6 | A | FFT | Veloc [mm/s] | 0-1000 Hz | | 1,5 | | |
| 6 | A | FFT | Veloc [mm/s] | 0-500 Hz | | 1,5 | | |
| 1 | H | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 1,5 | | |
| 1 | V | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 1,5 | | |
| 1 | A | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 0,5 | | |
| 2 | H | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 1 | | |
| 2 | V | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 1 | | |
| 2 | A | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 0,5 | | |
| 3 | H | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 2 | | |
| 3 | V | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 1,5 | | |
| 3 | A | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 4 | | |
| 4 | H | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 0,5 | | |
| 4 | V | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 0,5 | | |
| 4 | A | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 4 | | |
| 5 | H | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 0,5 | | |
| 5 | V | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 0,5 | | |
| 5 | A | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 0,5 | | |
| 6 | H | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 0,5 | | |
| 6 | V | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 0,5 | | |
| 6 | A | TIME | Acel [mm/s^2] | 0-800ms | | +/- 0,5 | | |

ANEXO I.2 - Folha de Parâmetros e medições 2/2

| | | | | | | | |
|---|---|------|----|-----------|---------------------------|--|--|
| 1 | H | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,2 [mm/s ²] | | |
| 1 | H | TIME | E3 | 0-800ms | 3 [mm/s ²] | | |
| 1 | V | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,1 [mm/s ²] | | |
| 1 | V | TIME | E3 | 0-800ms | 0,8 [mm/s ²] | | |
| 1 | A | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,2 [mm/s ²] | | |
| 1 | A | TIME | E3 | 0-800ms | 2 [mm/s ²] | | |
| 2 | H | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,2 [mm/s ²] | | |
| 2 | H | TIME | E3 | 0-800ms | 2 [mm/s ²] | | |
| 2 | V | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,2 [mm/s ²] | | |
| 2 | V | TIME | E3 | 0-800ms | 2 [mm/s ²] | | |
| 2 | A | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,2 [mm/s ²] | | |
| 2 | A | TIME | E3 | 0-800ms | 2 [mm/s ²] | | |
| 3 | H | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,1 [mm/s ²] | | |
| 3 | H | TIME | E3 | 0-800ms | 2 [mm/s ²] | | |
| 3 | H | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,1 [mm/s ²] | | |
| 3 | H | TIME | E3 | 0-800ms | 2 [mm/s ²] | | |
| 3 | V | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,1 [mm/s ²] | | |
| 3 | V | TIME | E3 | 0-800ms | 1,5 [mm/s ²] | | |
| 3 | A | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,2 [mm/s ²] | | |
| 3 | A | TIME | E3 | 0-800ms | 4 [mm/s ²] | | |
| 4 | H | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,1 [mm/s ²] | | |
| 4 | H | TIME | E3 | 0-800ms | 0,6 [mm/s ²] | | |
| 4 | V | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,1 [mm/s ²] | | |
| 4 | V | TIME | E3 | 0-800ms | 0,5 [mm/s ²] | | |
| 4 | A | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,02 [mm/s ²] | | |
| 4 | A | TIME | E3 | 0-800ms | 0,2 [mm/s ²] | | |
| 5 | H | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,05 [mm/s ²] | | |
| 5 | H | TIME | E3 | 0-800ms | 0,6 [mm/s ²] | | |
| 5 | V | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,05 [mm/s ²] | | |
| 5 | V | TIME | E3 | 0-800ms | 0,5 [mm/s ²] | | |
| 5 | A | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,05 [mm/s ²] | | |
| 5 | A | TIME | E3 | 0-800ms | 0,4 [mm/s ²] | | |
| 6 | H | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,05 [mm/s ²] | | |
| 6 | H | TIME | E3 | 0-800ms | 0,6 [mm/s ²] | | |
| 6 | V | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,05 [mm/s ²] | | |
| 6 | V | TIME | E3 | 0-800ms | 0,5 [mm/s ²] | | |
| 6 | A | FFT | E3 | 0-1000 Hz | 0,05 [mm/s ²] | | |
| 6 | A | TIME | E3 | 0-800ms | 0,4 [mm/s ²] | | |
| 1 | H | FFT | E2 | 0-500 Hz | 0,2 [mm/s ²] | | |
| 1 | H | TIME | E2 | 0-800ms | 0,6 [mm/s ²] | | |
| 4 | H | FFT | E2 | 0-1000 Hz | 0,05 [mm/s ²] | | |
| 4 | H | TIME | E2 | 0-800ms | 0,6 [mm/s ²] | | |
| 1 | H | FFT | E4 | 0-1000 Hz | 0,05 [mm/s ²] | | |
| 1 | H | TIME | E4 | 0-800ms | 0,7 [mm/s ²] | | |

| Configuração Máquina | | | | | | | | |
|----------------------|----------|-----------|--|----------------|-----------|------|----------------|---------|
| Análise Envelope | | | Filtros: High-pass filter: 10Hz Low-pass filter: 20kHz | Velocidade | | RMS | Menu | |
| | HPF | LPF | | Fmax: | 0 - 15x | RPM | Window func | Hanning |
| E1 | | | | LOR | | 1600 | Operation Type | LIN |
| E2 | 1.000 Hz | 5.000 HZ | | Aceleração g's | | Pico | Average number | 0010 |
| E3 | 1.000 HZ | 20.000 HZ | | Fmax: | 0 - 100x | RPM | Max Ave. Numb | 2048 |
| E4 | | | LOR | | 800 | | | |
| | | | Aceleração gSE | | Pico-Pico | | | |
| | | | Fmax: | 0 - 100 | BPFI | | | |
| | | | LOR | | 800 | | | |

*LOR - Linhas Resolução

*BPFI - Finterna (Ball

*Escala X' e Y' - Caso utilize outra escala deve indicá-la neste campo.

*Hanning - Utilizado para medições normais.

*LIN - Linear: utiliza o simples cálculo linear de médias. Cada medição é adicionada à anterior e no fim divide-se pelo número total de adições. Útil na repetição de dados que tende a reduzir ruídos e frequências de vibrações indesejadas, sendo por isso uma das técnicas mais utilizada

MEGI_An_Vi - Rev00